



**TUGAS AKHIR - TM 091486 (KE)**

**STUDI NUMERIK PENGARUH KECEPATAN ANGIN  
TERHADAP *CRITICAL RADIUS* DAN DISTRIBUSI  
TEMPERATUR PADA PIPA UAP**

**EKA ARISMA SETYO NUGROHO  
2110 100 107**

**Dosen Pembimbing  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.  
NIP 196505051990031005**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi sepuluh Nopember  
Surabaya 2015**



**FINAL PROJECT - TM 091486 (KE)**

**NUMERICAL STUDY THE EFFECT OF WIND SPEED TO  
CRITICAL RADIUS AND TEMPERATURE DISTRIBUTION  
IN STEAM PIPE**

**EKA ARISMA SETYO NUGROHO  
2110 100 107**

**Student Advisor  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.  
NIP 196505051990031005**

**Mechanical Engineering Departement  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2015**

**STUDI NUMERIK PENGARUH KECEPATAN  
ANGIN TERHADAP CRITICAL RADIUS DAN  
DISTRIBUSI TEMPERATUR PADA PIPA UAP**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**EKA ARISMA SETYO NUGROHO**

NRP. 2110 100 107

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M. Eng ..... (Pembimbing)  
(NIP. 1965050551990031005)
2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., M.E ..... (Penguji I)  
(NIP. 195312191981031001)
3. Ir. Kadarisman ..... (Penguji II)  
(NIP. 194901091974121001)
4. Ary Bachtiar K.P, ST. MT. PhD ..... (Penguji III)  
(NIP. 197105241997021001)

**SURABAYA  
JANUARI, 2015**

# **STUDI NUMERIK PENGARUH KECEPATAN ANGIN TERHADAP *CRITICAL RADIUS* DAN DISTRIBUSI TEMPERATUR PADA PIPA UAP**

**Nama Mahasiswa** : Eka Arisma Setyo Nugroho  
**NRP** : 2110100107  
**Jurusan** : Teknik Mesin-FTI ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

## **Abstrak**

*Umumnya transmisi uap panas menggunakan pipa dengan diameter yang besar. Pada transmisi uap panas tersebut, kehilangan panas dan penurunan temperatur selalu terjadi. Penambahan insulasi pada pipa uap panas akan sangat menguntungkan, karena akan meminimalkan heat loss. Maka perlu dilakukan penelitian guna menentukan critical radius dan ketebalan optimum insulasi pada pipa uap panas.*

*Pada penelitian ini, proses analisa dilakukan dengan menggunakan software gambit dan fluent. Pada gambit dilakukan pembuatan domain simulasi dan meshing untuk diameter luar pipa sebesar 168 mm dan diameter 30 mm. Kedua, dilakukan penentuan kondisi batas pada kedua ukuran pipa. Ketiga, dilakukan entry properties pada fluent, yaitu variasi kecepatan (1 m/s, 3 m/s, 5 m/s), temperatur uap panas (773 K), temperatur sekeliling (300 K), material pipa dan insulasi serta nilai konduktivitas masing-masing.*

*Hasil yang didapatkan pada penelitian ini adalah critical radius tidak terjadi pada pipa dengan diameter luar 168 mm. Sedangkan pipa dengan diameter 30 mm, terjadi pada ketebalan insulasi 2 mm. Temperatur permukaan luar pipa tanpa insulasi terendah didapatkan pada kecepatan angin 5 m/s sebesar 755,3K. Heat loss terbesar terjadi pada pipa tanpa insulasi dengan kecepatan angin 5 m/s dan ketebalan insulasi 0 mm sebesar*

*11953,6W/m dan terkecil pada kecepatan angin 1 m/s dengan ketebalan insulasi 100 mm sebesar 264,38W/m. Sedangkan untuk hasil teori, heat loss terbesar pada pipa tanpa insulasi dengan kecepatan angin 5 m/s sebesar 11641,74W/m dan terkecil pada pipa dengan insulasi 100 mm dengan kecepatan angin 1 m/s sebesar 263,77W/m. Ketebalan optimum dari sumber panas batubara sebesar 38 mm, sumber panas fuel oil sebesar 100 mm dan sumber panas gas alam sebesar 43 mm.*

**Kata Kunci : Critical radius, Distribusi Temperatur, Heat loss, Insulasi, Ketebalan Optimum, Pipa Uap Panas**

# NUMERICAL STUDY THE EFFECT OF WIND SPEED TO CRITICAL RADIUS AND TEMPERATURE DISTRIBUTION IN STEAM PIPE

Nama Mahasiswa : Eka Arisma Setyo Nugroho  
NRP : 2110100107  
Jurusan : Teknik Mesin-FTI ITS  
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo ,M.Eng

## Abstract

*Generally, the steam transmission using large diameter pipes . In this transmission, heat loss and decrease in temperature always occur. The addition of insulation on steam piping will be more advantages, as it will minimize heat loss. It is necessary to research in order to determine the critical radius and the optimum thickness insulation of the steam pipe .*

*In this study, the analyzes were performed using gambit and fluent software. The domain and meshing were made in gambit for the outer diameter 168 mm and 30 mm diameter. Second, determining the boundary conditions on both the size of the pipe. Third, entry the properties in fluent , which is variation of wind speed ( 1 m / s , 3 m / s , 5 m / s ) , the steam temperature ( 773 K ) , souronding temperature ( 300 K ) , the pipe material and insulation than each values of conductivity.*

*The results in this study are the critical radius does not exist in the pipe with an outer diameter of 168 mm. While the pipe with diameter of 30 mm, occurred in insulation thickness 2 mm. The temperature of the outer surface of the pipe without insulation obtained at the lowest wind speed of 5 m / s at 755,3K . The largest Heat loss occurred in pipe doen't insulation with*

*wind speed of 5 m / s and the thickness of insulation 0 mm for 11953,6W / m and the smallest at wind speed of 1 m / s with a thickness of insulation 100 mm in amount of 264,38W / m. As for the theory results, the largest heat loss in the pipe without insulation with a wind speed of 5 m / s for 11641,74W / m and the smallest on the pipe with insulation 100 mm with a wind speed of 1 m / s for 263,77W / m. The optimum thickness of the heat source from coal is 38 mm , the heat source from fuel oil in 100 mm and natural gas heat source at 43 mm .*

**Keywords : Critical radius, temperature distribution, heat loss, insulation, Optimum thickness, Steam Pipe**

## KATA PENGANTAR

Syukur alhamdulillah Penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, petunjuk dan rizkinya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng, selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu, tenaga, pikiran, ilmu yang tak ternilai harganya, dan segala motivasi untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME, Bapak Ary Bachtiar K.P, ST, MT, Ph.D , Bapak Ir. Kadarisman selaku dosen penguji. Terima kasih atas didikan mental, kebaikan dan sarannya selama ini.
3. Ayah, ibu dan adik, atas doa yang tak ada hentinya, sehingga saya bisa di wisuda bulan maret 2015 dan segala hal yang dilakukan untuk anak tersayang, serta dukungan, motivasi dan nasihatnya.
4. Si Pesek Diani yang cerewet, ngambekan, suka marah-marah, labil dan sebagainya. Terima kasih atas pembelajaran hidupnya. Sehingga sampai saat ini masih tetap jalan berdampingan. Dan semoga terus berdampingan. amin
5. Bapak ibu calon mertua yang selalu nagih lulus lewat anaknya. Terima kasih atas doa dan semangat tersiratnya. Sehingga sekarang saya siap di wisuda.



6. Daniel a.k Botel, Akbar a.k Colbut, Yusuf a.k ucup dan David selaku teman seperjuangan tugas akhir. Terima kasih atas ketidak jelasannya selama ini.
7. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah.
8. Saudara- saudara M53 yang telah lulus. Terima kasih atas motivasinya. Dengan kalian lulus, kalian telah memberika semangat buat saya untuk menyusul kasian
9. Saudara-saudara M53 yang belum lulus. Terima kasih atas waktunya selama 4,5 tahun. “Sepurane rek, aku disikan”.semoga cepat menyusul.
10. The bengkelerrzz yang telah memberikan banyak pelajaran. Tepatnya pelajaran menjadikan setiap hari seperti hari minggu dan ilmu-ilmu otomotif yang tentunya sangat bermanfaat. Titip Bengkele yo rekk!!
11. Adik-adik dilaboratorium yang selalu memberi semangat kepada mas-masnya untuk segera menyelesaikan tugas akhir. Dan selalu memberikan gosip murahan. Jangan ditularkan kebiasaan gosipnya. Nanti satu mesin pada gosip semua. Jadinya kan nanti nggak ada yang di gosipin
12. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu persatu. Terima kasih banyak.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

## DAFTAR ISI

### HALAMAN JUDUL

### LEMBAR PENGESAHAN

### ABSTRAK..... i

### ABSTRACT .....iii

### KATA PENGANTAR ..... v

### DAFTAR ISI.....vii

### DAFTAR GAMBAR .....xi

### DAFTAR TABEL..... xv

### BAB 1 PENDAHULUAN..... 1

#### 1.1 Latar Belakang ..... 1

#### 1.2 Rumusan Masalah ..... 5

#### 1.3 Tujuan ..... 6

#### 1.4 Batasan Masalah ..... 6

#### 1.5 Manfaat ..... 7

### BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA ..... 9

#### 2.1 Dasar Teori..... 9

##### 2.1.1 Pengertian Umum PLTU ..... 9

##### 2.1.2 Analisa Perpindahan Panas ..... 11

##### 2.1.2.1 Aliran Melewati Sisi Luar Silinder ..... 12

##### 2.1.2.2 Aliran Melewati Sisi Dalam Silinder ..... 13

##### 2.1.2.3 Perpindahan Panas Konduksi..... 15

##### 2.1.2.3.1 Perpindahan Panas pada Silinder ..... 17

2.1.2.3.2 Perpindahan Panas pada Silinder dengan Isolasi.....	18
2.1.2.4 Perpindahan Panas Konveksi .....	19
2.1.2.5 <i>Thermal Resistance</i> .....	27
2.2 Insulasi.....	29
2.3 Penelitian Terdahulu .....	31
<b>BAB 3 METODOLOGI</b> .....	37
3.1 Tahapan Penelitian .....	37
3.1.1 <i>Pre-processing</i> .....	38
3.1.2 <i>Processing</i> .....	39
3.1.3 <i>Post-Processing</i> .....	42
3.1.3.1 Analisa <i>Critical Radius</i> dan <i>Heat Loss</i> .....	43
3.1.3.2 Analisa Distribusi Temperatur .....	44
3.2 Flowchart Penelitian .....	46
<b>BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN</b> .....	49
4.1 Data Penelitian .....	49
4.2 Contoh Perhitungan .....	50
4.3 Analisa Critical Radius dan Distribusi Temperatur .....	58
4.3.1 Analisa Critical Radius dan Ketebalan Optimum insulasi .....	59
4.3.2 Analisa Distribusi Temperatur terhadap Posisi Titik pada Ketebalan Pipa Tanpa Insulasi.....	71

4.3.3 Analisa Distribusi Temperatur terhadap Posisi Titik pada Ketebalan Pipa dengan Insulasi .....	76
<b>BAB 5 PENUTUP</b> .....	87
5.1 Kesimpulan .....	87
5.2 Saran .....	88
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
<b>LAMPIRAN</b>	

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Instalasi PLTU .....	1
Gambar 1.2	Kawat pada SUTET .....	2
Gambar 1.3	Tower SUTET .....	2
Gambar 1.4	Distribusi Uap Panas dari Boiler ke Turbin.....	3
Gambar 1.5	<i>Steam Pipelines</i> dengan insulasi.....	3
Gambar 2.1	PLTU sederhana.....	9
Gambar 2.2	Pipa masuk ke turbin uap.....	10
Gambar 2.3	Isolasi pipa uap .....	10
Gambar 2.4	T-s diagram rankin cycle .....	11
Gambar 2.5	Pola aliran melalui <i>single tube</i> .....	12
Gambar 2.6	Pola Aliran Laminer dan Turbulen yang Menumbuk Silinder .....	13
Gambar 2.7	<i>Control volume</i> untuk aliran internal di dalam pipa.....	14
Gambar 2.8	1D perpindahan panas secara konduksi .....	16
Gambar 2.9	Silinder dengan kondisi permukaan terkena konveksi.....	18
Gambar 2.10	Distribusi temperatur untuk dinding silinder komposit.....	19
Gambar 2.11	Konveksi Aliran Melintasi Plat Datar.....	20
Gambar 2.12	Profil temperatur pada lapisan batas.....	21
Gambar 2.13	<i>Control Volume</i> untuk analisis integral energi dari lapisan batas laminar .....	22
Gambar 2.14	Lapisan batas hidrodinamik dan termal pada plat datar.....	24
Gambar 2.15	<i>Equivalent thermal circuit</i> untuk dinding silinder.....	29
Gambar 2.16	Sketch pipa tembaga dengan insulasi .....	32
Gambar 2.17	Perpindahan panas per unit panjang vs radius .....	32
Gambar 2.18	Ketebalan insulasi optimum vs diameter luar pipa .....	33
Gambar 2.19	Ketebalan insulasi optimum vs temperatur fluida pada pipa .....	34
Gambar 2.20	Ketebalan insulasi dari ukuran pipa dan sumber panas yang berbeda .....	35
Gambar 3.1	Dimensi pipa dan insulasi .....	37
Gambar 3.2	Domain pada gambit.....	38

Gambar 3.3	Domain pipa dan insulasi .....	38
Gambar 3.4	Operating Condition .....	40
Gambar 3.5	Meshing pipa dan insulasi pada gambit.....	41
Gambar 3.6	<i>Solution Controls</i> .....	41
Gambar 3.7	Iterasi.....	42
Gambar 3.8	Posisi analisa distribusi temperatur pipa tanpa insulasi .....	45
Gambar 3.9	Posisi analisa distribusi temperatur pipa dengan insulasi.....	32
Gambar 4.1	Thermal resistance konduksi, konveksi dan total pada pipa diameter 30 mm.....	59
Gambar 4.2	Pengaruh kecepatan angin 5 m/s terhadap heat loss pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi.....	60
Gambar 4.3	Pengaruh kecepatan angin 3 m/s terhadap heat loss pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi.....	60
Gambar 4.4	Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap heat loss pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi.....	61
Gambar 4.5	Pengaruh kecepatan angin terhadap heat loss pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi.....	61
Gambar 4.6a	Biaya insulasi dan energi investment sumber panas batubara dengan kecepatan angin 5 m/s.....	63
Gambar 4.6b	Biaya insulasi dan energi investment sumber panas batubara dengan kecepatan angin 3 m/s.....	64
Gambar 4.6c	Biaya insulasi dan energi investment sumber panas batubara dengan kecepatan angin 1 m/s.....	64
Gambar 4.7a	Biaya insulasi dan energi investment sumber panas fuel oil dengan kecepatan angin 5 m/s.....	65
Gambar 4.7b	Peng Biaya insulasi dan energi investment sumber panas fuel oil dengan kecepatan angin 3 m/s.....	66
Gambar 4.7c	Biaya insulasi dan energi investment	

	sumber panas fuel oil dengan kecepatan angin 1 m/s.....	66
Gambar 4.8a	Biaya insulasi dan energi investment sumber panas gas alam dengan kecepatan angin 5 m/s.....	67
Gambar 4.8b	Biaya insulasi dan energi investment sumber panas gas alam dengan kecepatan angin 3 m/s.....	68
Gambar 4.8c	Biaya insulasi dan energi investment sumber panas gas alam dengan kecepatan angin 1 m/s.....	68
Gambar 4.9	Pengaruh kecepatan angin terhadap saving energy per tahun dengan sumber panas batubara.....	69
Gambar 4.10	Pengaruh kecepatan angin terhadap saving energy per tahun dengan sumber panas fuel oil.....	70
Gambar 4.11	Pengaruh kecepatan angin terhadap saving energy per tahun dengan sumber panas gas alam.....	70
Gambar 4.12	Kontur distribusi temperatur pipa tanpa insulasi dengan kecepatan angin 5 m/s .....	71
Gambar 4.13	Pengaruh kecepatan angin 5m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa tanpa insulasi.....	72
Gambar 4.14	Kontur distribusi temperatur pipa tanpa insulasi dengan kecepatan angin 3 m/s .....	72
Gambar 4.15	Pengaruh kecepatan angin 3m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa tanpa insulasi.....	73
Gambar 4.16	Kontur distribusi temperatur pipa tanpa insulasi angin 1 m/s .....	73
Gambar 4.17	Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa tanpa insulasi.....	74
Gambar 4.18	Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 30 mm kecepatan angin 1 m/s.....	76
Gambar 4.19	Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 30 mm kecepatan angin 3 m/s.....	76
Gambar 4.20	Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 30 mm angin 5 m/s.....	77



Gambar 4.21 Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa dengan insulasi 30 mm.....	77
Gambar 4.22 Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi.....	78
Gambar 4.23 Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada insulasi 30 mm.....	78
Gambar 4.24 Pengaruh kecepatan angin 1 m/s, 3 m/s, 5 m/s terhadap distribusi temperatur pada insulasi 30 mm .....	80
Gambar 4.25 Pengaruh kecepatan angin 1 m/s, 3 m/s, 5 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa bagian depan dengan insulasi 30 mm .....	81
Gambar 4.26 Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 40 mm kecepatan angin 1 m/s.....	83
Gambar 4.27 Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 40 mm kecepatan angin 3 m/s.....	83
Gambar 4.28 Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 40 mm kecepatan angin 5 m/s.....	84
Gambar 4.29 Pengaruh kecepatan angin 1 m/s, 3 m/s, 5 m/s distribusi pada pipa dengan insulasi 40 mm .....	84
Gambar 4.30 Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada insulasi 40 mm .....	85

## DAFTAR TABEL

Tabel 1.1	Tabel Material Insulasi dan Temperatur Kerja.....	4
Tabel 1.2	Tabel Rekomendasi Ketebalan Minimum Insulasi.....	5
Tabel 2.1	Aplikasi dan Temperatur Kerja Insulasi.....	30
Tabel 2.2	Rekomendasi ketebalan insulasi.....	31
Tabel 4.1	Tabel properties contoh perhitungan.....	50
Tabel 4.2	Hasil perhitungan nilai Reynolds number .....	51
Tabel 4.3	Hasil perhitungan nilai Nusselt number .....	52
Tabel 4.4	Hasil perhitungan nilai koefisien konveksi.....	53
Tabel 4.5a	Hasil perhitungan nilai thermal resistance v=5m/s.....	55
Tabel 4.5b	Hasil perhitungan nilai thermal resistance v=3m/s.....	55
Tabel 4.5c	Hasil perhitungan nilai thermal resistance v=1m/s.....	56
Tabel 4.6	Hasil perhitungan heat loss.....	57

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BIODATA PENULIS



Eka Arisma Setyo Nugroho lahir di Rembang pada tanggal 17 April 1992, merupakan anak pertama dari dua bersaudara pasangan Madiono dan Titik Asih. Penulis menyelesaikan pendidikan dasar di SDN Ngemplak (2004), sekolah menengah pertama di SMPN 1 Lasem(2007), sekolah menengah atas di SMAN 1 Rembang(2010). Setelah lulus dari sekolah menengah Atas tahun 2010 melalui jalur SNMPTN penulis melanjutkan pendidikan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh

Nopember Surabaya Jurusan Teknik Mesin dan lulus pada tahun 2015.

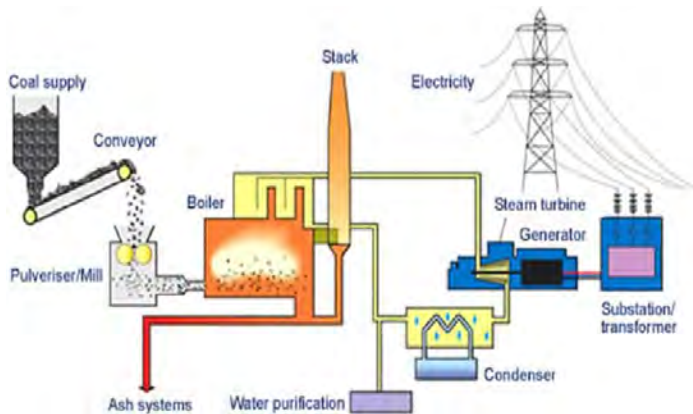
Selama kuliah di jurusan teknik mesin penulis aktif dalam organisasi dan kegiatan, diantaranya staff dan kepala biro di divisi Human Resouce Development tahun 2011-2013 Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin, Steering Commite POROS Mesin 2012, Koordinator Instructure Commite POROS Mesin 2012, Panitia Mechanic's Skill Competition Se Jawa-Bali 2011. Panitia Engine Tune Up 2013. Penulis juga ikut aktif dalam berbagai perlombaan, diantaranya Juara 1 Indonesia Energi Marathon Challenge 2013, Juara 1 Shell Eco Marathon Challenge 2014, Juara 1 Indonesia Energy Marathon Challenge 2014 dan Student Formula Japan 2014. Selain itu, penulis juga berkegiatan dalam bidang akademik diantaranya menjadi asisten elemen mesin 1 dan grader Laboratorium Perpindahan Panas Dan Massa (2013-2014). Dlam studi konversi energy. Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email [setyonugroho174@gmail.com](mailto:setyonugroho174@gmail.com).

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

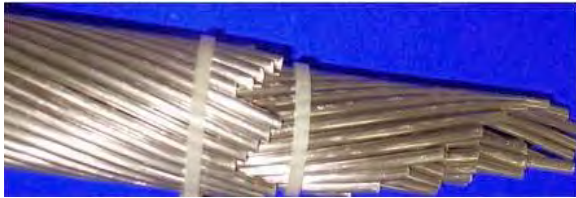
Pembangkit Listrik Tenaga Uap adalah suatu pembangkit yang memanfaatkan uap panas untuk menggerakkan turbin. Air umpan dari kondensor akan dipanaskan di boiler. Kemudian dalam bentuk uap panas akan ditransferkan ke turbin dan akan dikondensasikan oleh kondensor. Kemudian kembali lagi dipompa ke boiler. Dalam penyaluran ke turbin tentunya menggunakan pipa dengan diameter yang cukup besar dan panjang yang mempunyai nilai konduktivitas tertentu. Pada gambar dibawah terlihat siklus PLTU.



**Gambar 1.1** Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Dari putaran turbin, selanjutnya digunakan untuk menggerakkan generator guna mengubah energi mekanik dari turbin menjadi energi listrik. Listrik ini nantinya disalurkan ke industri, perumahan, dan fasilitas-fasilitas lainnya, dengan menggunakan saluran transmisi listrik. Saluran transmisi biasanya

dibedakan menurut besar tegangan yang ditransmisikan, salah satunya SUTET. Dimana tegangan yang ditransmisikan sekitar 200-500 kV. Pada kondisi ini, kawat terbuat dari bahan konduktor yang mempunyai konduktivitas tinggi guna menyalurkan listrik. Kawat ini dibiarkan tanpa isolator. Hal ini dikarenakan saat membawa arus listrik, kawat juga akan membawa panas yang nantinya menyebabkan pemuaian pada kawat. Sehingga kawat akan bertambah panjang dan menjadikan hambatan semakin besar, Hal ini akan menyebabkan terjadinya drop voltage. Kondisi tersebut tidak diinginkan karena merugikan. Dari gambar 1.2 dan 1.3 terlihat penampang kawat dan instalasi kawat pada tower.

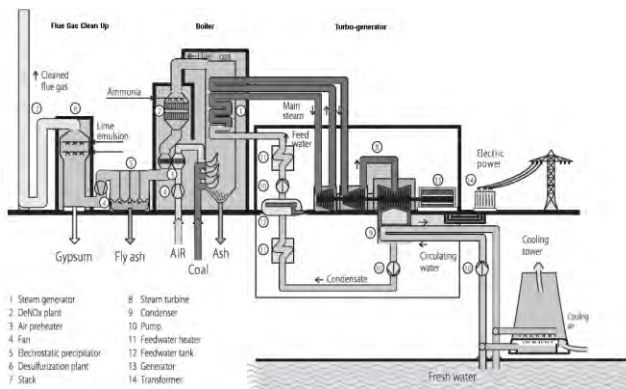


**Gambar 1.2** Kawat yang digunakan pada SUTET



**Gambar 1.3** Tower SUTET

Beda halnya pada instalasi perpipaan PLTU yang digunakan untuk transfer uap panas dari boiler ke turbin. Pipa yang digunakan mempunyai nilai konduktivitas yang tinggi. Dengan tingginya nilai konduktivitas, heat transfer yang terjadi dari pipa ke sekeliling akan semakin tinggi. Dan akibat adanya pertukaran panas dari lingkungan yang mempunyai temperatur lebih rendah dengan uap panas yang memiliki temperatur lebih tinggi. Sehingga menyebabkan temperatur uap panas akan semakin turun. Akibatnya efisiensi turbin uap akan turun. Hal tersebut tidak diinginkan pada suatu pembangkit tenaga uap karena dengan biaya yang tinggi, efisiensi dari turbin rendah.



**Gambar 1.4** Distribusi uap panas dari boiler ke turbin



**Gambar 1.5** *Steam Pipelines* dengan insulasi

Untuk menyelesaikan masalah tersebut, perlu dilakukan insulasi pada pipa. Hal ini bertujuan untuk menjaga temperatur uap panas yang akan masuk ke turbin uap dan meminimalkan heat loss. Material yang digunakan untuk isolasi pada pipa adalah material yang mempunyai nilai konduktifitas thermal rendah, tahan pada temperatur tinggi, instalasi mudah, harga murah dan tidak korosif. Macam-macam material dan temperatur kerja yang digunakan untuk insulasi seperti pada tabel 1.1.

**Tabel 1.1** Material Insulasi dan temperature kerja,

MATERIAL	TEMPERATUR RANGE	
	C	F
Calcium Silicate	650	1200
Cellular Glass	480	900
Elastomeric Foam	120	250
Fiber Glass	540	1000
Mineral Wool, Ceramic Fiber	1200	2200
Mineral Wool, Glass	250	480
Mineral Wool, Stone	760	1400
Phenolic Foam	150	300
Polyisocyanurate	150	300
Polystyrene	75	165
Polyurethane	120	250
Vermiculite	760	1400

([www.engineeringtoolbox.com/insulationmaterialandtemperaturerange](http://www.engineeringtoolbox.com/insulationmaterialandtemperaturerange))

Material yang digunakan untuk insulasi, mempunyai ketebalan tertentu. Ketebalan material insulasi dapat ditentukan dari besar kecilnya heat loss dan dimensi dari pipa transport. Ketebalan minimal material insulasi harus terpenuhi agar heat loss yang dihasilkan tidak terlalu besar dan biaya yang dikeluarkan tidak terlalu tinggi. Dari hal tersebut dilakukan penelitian untuk menentukan ketebalan optimum dari insulasi.



**Tabel 1.2** Rekomendasi ketebalan minimum insulasi,

Nominal Pipe Size (inch)	Recommended minimum thickness of insulation (inch)			
	Temperature Range (°C)			
	50-90	90-120	120-150	150-230
	Hot Water	Low Pressure Steam	Medium Pressure Steam	High Pressure Steam
< 1"	1	1.5	2	2.5
1 1/4" - 2"	1	1.5	2.5	2.5
2 1/2" - 4"	1.5	2	2.5	3
5" - 6"	1.5	2	3	3.5
> 8"	1.5	2	3	3.5

( [www.engineeringtoolbox.com/pipes-insulation-thickness](http://www.engineeringtoolbox.com/pipes-insulation-thickness) )

## 1.2 Rumusan Masalah

Pipa uap panas keluaran dari boiler di transportkan ke turbin dengan menggunakan pipa baja yang panjang dan mempunyai nilai konduktivitas tinggi. Penempatannya pun berada di luar ruangan yang memungkinkan terkena angin.. Akibatnya temperatur masuk turbin mengalami penurunan sehingga menyebabkan efisiensi turbin turun. Maka dari itu perlu adanya insulasi pada pipa agar tidak terjadi penurunan temperatur akibat adanya konveksi dari angin dan kehilangan panas akibat konduksi pada pipa. Pada penelitian akan dikaji mengenai distribusi temperatur pada ketebalan insulasi dan ketebalan pipa bagian depan, atas, bawah dan belakang pipa dengan memvariasikan kecepatan angin. Proses analisa dari permasalahan ini menggunakan software fluent.

### 1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan perumusan masalah diatas, maka tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Mengetahui distribusi temperatur pada ketebalan pipa 2D di bagian depan ( $\theta=0^\circ$ ), atas, bawah dan belakang dengan memvariasikan kecepatan angin.
2. Mengetahui distribusi temperatur pada ketebalan isolasi pipa 2D di bagian depan ( $\theta=0^\circ$ ), atas, bawah dan belakang dengan memvariasikan kecepatan angin.
3. Mengetahui *critical radius* dan hubungan antara ketebalan insulasi dengan *heat loss* pengaruh variasi kecepatan angin.

### 1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam analisa agar mengarah pada inti masalah sesungguhnya adalah :

1. Kondisi operasi di asumsikan steady state.
2. Uap panas berada pada kondisi stasioner.
3. Radiasi diabaikan.
4. Arah angin hanya ke arah sumbu x.
5. Material pipa adalah baja dengan nilai konduktivitas 14.5 W/mK
6. Tidak ada energi bangkitan dari material pipa.
7. Material isolasi adalah glasswool dengan nilai konduktivitas 0.073 w/m K.
8. Dalam proses menganalisa menggunakan model 2D
9. Pemodelan menggunakan simulasi computational fluid dynamic (CFD) dengan software fluent dan gambit 6.2 dengan pemilihan pemilihan model pressure based solution dan turbulent model standard *k-epsilon standart*

### **1.5 Manfaat**

Pada tugas akhir ini, diharapkan dapat menambah wawasan dan pengetahuan secara umum dalam menganalisa pengaruh kecepatan angin terhadap distribusi temperatur pada pipa uap panas yang di insulasi. Dan dapat menjadi literatur dalam penyusunan karya ilmiah ataupun pembuatan journal.

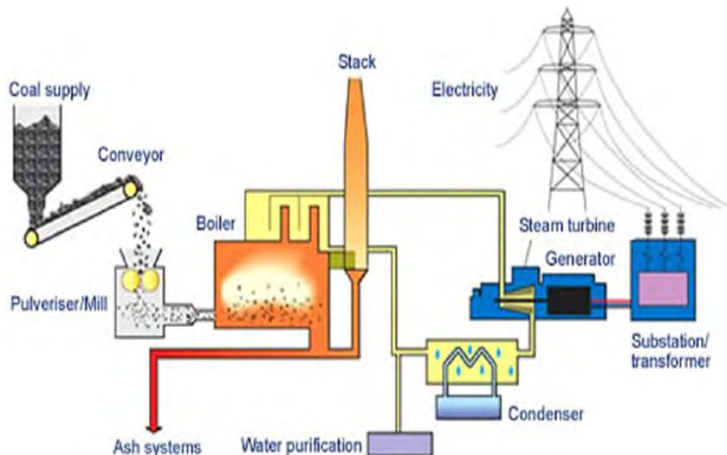
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Dasar Teori

##### 2.1.1 Pengertian umum PLTU



**Gambar 2.1** Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) sederhana

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan salah satu bentuk aplikasi dari *rankine cycle*. *Rankine Cycle* adalah pembangkit listrik yang mengubah energi kimia menjadi energi panas yang kemudian digunakan untuk memanaskan air pada pipa-pipa yang berada di dinding *boiler*. Air yang dipanaskan tersebut kemudian berubah menjadi uap. Kemudian uap dialirkan menuju *steam drum*. Setelah sampai di *steam drum*, uap akan ditransfer ke superheater untuk di panaskan kembali yang nantinya akan ditransferkan ke *steam turbin* melalui pipa transport.



**Gambar 2.2** Pipa masuk ke turbin uap

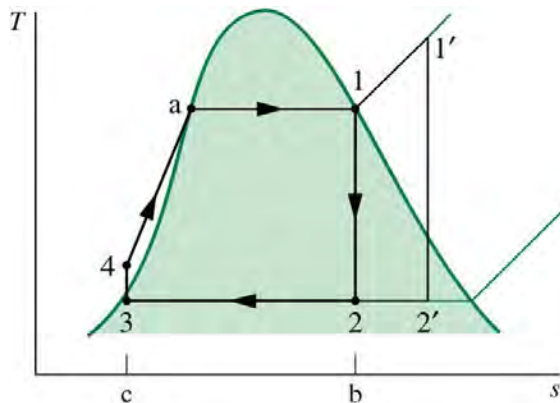


**Gambar 2.3** Isolasi pipa uap

Tujuan memanaskan kembali uap adalah untuk meningkatkan temperatur dan meningkatkan tekanan uap tersebut. Uap panas yang mempunyai temperatur dan tekanan yang tinggi akan menabrak sudu-sudu yang berada di dalam *turbine*. Sudu-sudu pada turbin yang berputar, akan memutar poros yang juga terhubung pada generator. Dari putaran generator

listrik yang kita konsumsi setiap hari dihasilkan. Udara panas yang telah melewati *turbine* uap akan mengalami penurunan temperatur dan tekanan yang melewati kondensor. Pada kondensor terjadi proses kondensasi (pendinginan) yang akan merubah uap jenuh menjadi air kembali. Kemudian akan di pompa kembali ke *boiler* untuk dipanaskan dan begitu seterusnya.

Dalam analisa secara termodinamika, uap panas dari boiler yang di salurkan ke turbine berada pada kondisi temperatur yang tetap, artinya temperatur tidak mengalami penurunan seperti di tunjukkan pada gambar diagram T-s di bawah. Namun dalam praktek dilapangan, penyaluran uap panas ke turbin uap akan mengalami penurunan temperatur akibat adanya fenomena konduksi pada pipa dan konveksi oleh lingkungan. Dari fenomena tersebut, akan terjadi heat loss.



**Gambar 2.4** T-s diagram rankin cycle dengan dan tanpa superheater

### 2.1.2 Analisa Perpindahan Panas

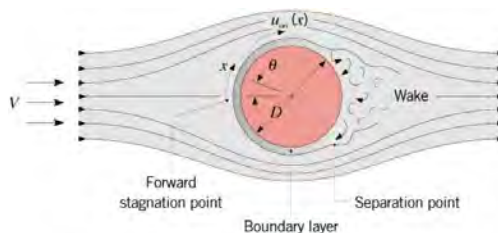
Dalam suatu pipa yang melibatkan adanya perbedaan temperatur, akan terjadi perpindahan panas dari kedua kondisi tersebut. Ada dua jenis perpindahan panas utama yang terjadi.

Yaitu perpindahan panas akibat aliran fluida di luar pipa dan perpindahan panas akibat aliran fluida di dalam pipa. Akibatnya terjadi fenomena konduksi dan konveksi pada pipa.

### 2.1.2.1 Aliran Melewati Sisi luar Silinder

Pada gambar dibawah ditunjukkan bahwa, aliran bebas (free stream) terbawa menuju titik stagnasi dengan disertai peningkatan tekanan. Dari titik ini akan terjadi penurunan tekanan seiring dengan bertambahnya jarak. Tekanan akan mencapai nilai minimum saat berada pada bagian belakang silinder. Pada gambar dibawah, nilai  $u_\infty$  bergantung dari jarak  $x$  terhadap titik stagnasi. Dari persamaan Euler, untuk aliran inviscid,  $u_\infty(x)$  harus memiliki tren yang berbeda daripada  $p(x)$ . Dari  $u_\infty = 0$ , pada titik stagnasi, aliran fluida mengalami peningkatan kecepatan disebabkan oleh *favorable pressure gradient* ( $du_\infty/dx > 0$  ketika  $dp/dx < 0$ ), mencapai kecepatan tertinggi saat  $dp/dx = 0$ , aliran fluida mengalami penurunan kecepatan karena dipengaruhi oleh *adverse pressure gradient* ( $du_\infty/dx < 0$  ketika  $dp/dx > 0$ ),

Pada lokasi ini, yang umumnya disebut titik separasi, fluida tepat didekat permukaan kekurangan momentum untuk menahan pressure gradient sehingga terjadi separasi antara aliran dekat dinding dengan aliran yang lebih jauh. Hal ini mengakibatkan pembentukan wake pada daerah *heat exchanger*. Pada daerah ini aliran sangat tidak beraturan dan terbentuk vortex. Visualisasi dapat dilihat pada gambar 2.5.



**Gambar 2.5** Pola aliran melalui single tube

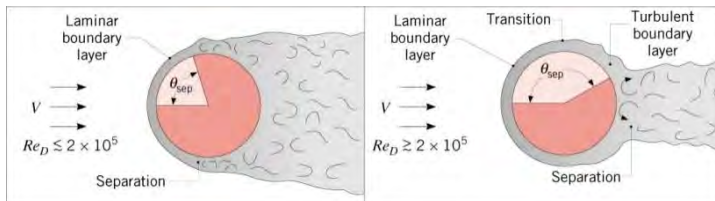
Terbentuknya boundary layer transition sangat bergantung pada Reynolds number dan sangat berpengaruh



terhadap posisi titik separasi. Pada circular cilinder Reynolds number dapat didefinisikan dengan persamaan berikut.

$$Re_D \equiv \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (2.1)$$

Momentum aliran pada aliran turbulen lebih besar dari aliran laminar, hal ini berpengaruh terhadap posisi munculnya titik separasi. Jika  $Re_D \leq 2 \times 10^5$ , boundary layer dapat dikatakan laminar. Pada aliran laminar titik separasi muncul pada  $\theta \approx 80^\circ$ , sedangkan  $Re_D \geq 2 \times 10^5$  aliran dapat dikatakan turbulen. Untuk aliran turbulen titik separasi muncul pada  $\theta \approx 140^\circ$ . Visualisasi dapat dilihat pada gambar 2.6



**Gambar 2.6** Pola Aliran Laminar dan Turbulen yang Menumbuk Silinder.

### 2.1.2.2 Aliran Melewati sisi Dalam Silinder

Untuk aliran steady dan incompressibel uniform melewati luasan pada pipa,  $\dot{m}$  dan  $u$  konstan bergantung  $x$ . Dimana  $A_c = \pi D^2/4$ , maka Reynold number :

$$Re_D = \frac{\dot{m}}{D}$$

Mean temperatur dapat didefinisikan dengan persamaan

$$\dot{m} c_p T_m = \int \rho u c_p T dA_c \quad q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2.2)$$

Atau

$$T_m = \frac{\int \rho u c_p T dA_c}{\dot{m} c_p} \quad (2.3)$$

Untuk heat flux

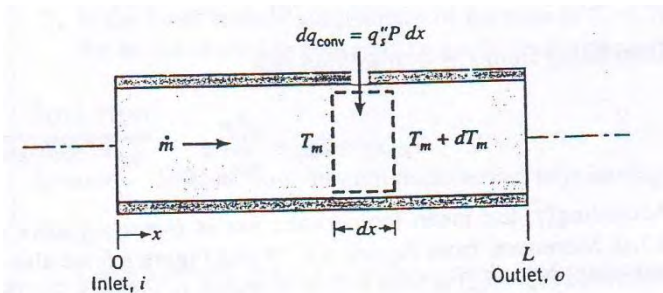
$$q_s'' = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{r=r_0} \quad (2.4)$$

Dalam aplikasi kesetimbangan energi yang digunakan untuk menentukan bagaimana mean temperatur  $T_m(x)$  bervariasi dengan posisi sepanjang pipa dan total perpindahan panas konveksi dihungkan dengan perbedaan temperatur pada pipa inlet dan outlet

$$q_{\text{conv}} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \dots\dots\dots(2.5)$$

seperti gambar 2.7 dengan mengacu pada kontrol volume, laju perpindahan panas ditentukan

$$dq_{\text{conv}} = \dot{m} c_p [(T_m + dT_m) - T_m] \dots\dots\dots(2.6)$$



**Gambar 2.7** Control volume untuk aliran internal di dalam pipa

Atau

$$dq_{\text{conv}} = \dot{m} c_p dT_m \dots\dots\dots(2.7)$$

untuk perpindahan panas pada elemen seperti pada gambar 2.7

dimana  $dq_{\text{conv}} = q_s'' P dx$ , dimana  $P$  adalah perimeter permukaan ( $P = \pi D$ ) untuk *circular tube*) maka,

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h(T_s - T_m) \dots\dots\dots(2.8)$$

Persamaan 2.8 berlaku jika  $T_s > T_m$ .

Untuk aliran laminar didalam pipa dimana pada daerah yang berkembang penuh, koefisien konveksi memenuhi persamaan

$$h = \frac{48}{11} \left( \frac{k}{D} \right) \text{ atau } Nu_D \equiv \frac{hD}{k} = 4.36 \text{ dimana } q_s'' = \text{konstan}$$

sedangkan untuk temperatu permukaan yang konstan

$$Nu_D = 3.66 \text{ dimana } T_s = \text{konstan}$$

Sesangkan untuk aliran turbulen didalam pipa dimana nilai  $Re_D \geq 10,000$  maka menurut *colburn* nilai  $Nu_D$  adalah

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \dots\dots\dots(2.9)$$

Berbeda dengan *Dittus-Boelter* yang mendefinisikan nilai  $Nu_D$ , dimana

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana  $n = 0.4$  untuk pemanasan ( $T_s > T_m$ ) dan  $0.3$  untuk pendinginan ( $T_s < T_m$ ) dalam kondisi

$$\left[ \begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

### 2.1.2.3 Perpindahan Panas Secara Konduksi

perpindahan panas konduksi adalah proses dimana panas mengalir dari daerah yang mempunyai temperatur lebih tinggi ke daerah yang mempunyai temperatur lebih rendah dalam suatu medium (padat, cair, gas) atau antara medium – medium lain yang bersinggungan secara langsung. Pada aliran panas konduksi, perpindahan energi terjadi karena hubungan molekul secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Energy yang dimiliki oleh suatu elemen zat yang disebabkan oleh

kecepatan dan osisi relative molekul – molekul yang bergerak. Semakin tinggi energi dalam elemen zat tersebut maka semakin cepat pula molekul – molekulnya bergerak (Holman, 1997).

Dalam proses perpindahan panas sangat mungkin menghitung dalam bentuk persamaan laju aliran panas. Persamaan ini digunakan untuk menghitung jumlah energi yang ditransferkan per unit waktu. Dalam panas konduksi, persamaan laju perpindahan panas dikenal dengan *Fourier's law*. Untuk satu dimensional plane wall seperti pada gambar 2.8 yang mempunyai temperatur distribusi  $T(x)$ , laju perpindahan panasnya adalah:

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots(2.11)$$

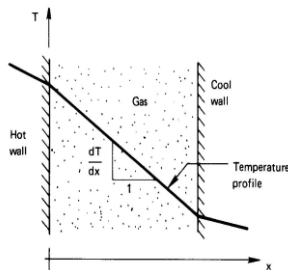
Dengan :

$q''_x$  = (Heat Flux) laju perpindahan panas pada arah x per unit luas yang tegak lurus dengan arah perpindahan ( $W/m^2$ )

$k$  = hantaran termal (*thermal conductivity*) ( $W/mK$ )

$\frac{dT}{dx}$  = gradient temperatur ke arah x ( $m/K$ )

Tanda negatif pada persamaan 2.10 menyatakan bahwa kalor mengalir dari tempat tinggi ke yang lebih rendah dalam temperatur.



**Gambar 2.8** 1D perpindahan panas secara konduksi

### 2.1.2.3.1 Perpindahan Panas Konduksi pada Silinder

Dalam keadaan steady state, silinder yang mempunyai diameter dalam dan luar dimana terdapat perbedaan temperatur pada fluida serta tidak ada energi bangkitan, dapat di tentukan oleh persamaan :

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \dots\dots\dots(2.12)$$

k sebagai variable tetap. Laju yang dikonduksikan melalui permukaan silinder pada benda solid di ekspresikan sebagai berikut :

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dimana :

A = luasan normal dari arah perpindahan panas ( $m^2$ )

$q_r$  = perpindahan panas ke arah radial (W)

$\frac{dT}{dr}$  = gradient temperatur ke arah radial (m/K)

Untuk menentukan distribusi temperatur pada silinder, dengan menyelesaikan persamaan 2.12. Asumsi k konstan, persamaan 2.12 diintegalkan 2 kali untuk mendapatkan persamaan umum.

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \dots\dots\dots(2.14)$$

Untuk menentukan konstanta  $C_1$  dan  $C_2$  , dengan mengikuti kondisi batas :

$$T(r_1) = T_{s,1} \text{ dan } T(r_2) = T_{s,2} \dots\dots\dots(2.15)$$

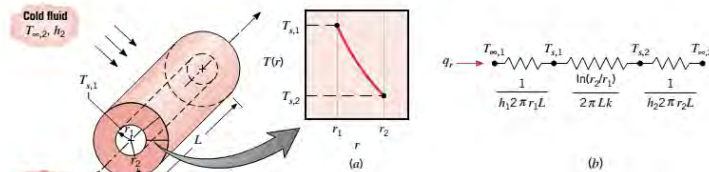
Dengan mensubstitusikan persamaan 2.15 ke persamaan 2.14 maka :

$$T_{s,1} = C_1 \ln r_1 + C_2 \text{ dan } T_{s,2} = C_1 \ln r_2 + C_2 \dots\dots\dots(2.16)$$

Dengan mendapatkan nilai  $C_1$  dan  $C_2$  , kemudian disubstitusikan ke persamaan 2.14, di dapat

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(\frac{r_1}{r_2})} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \dots\dots\dots(2.17)$$

Distribusi temperatur untuk konduksi yang melewati silinder adalah logaritmik seperti pada gambar 2.9



**Gambar 2.9** Silinder dengan kondisi permukaan terkena konveksi

Jika distribusi temperatur pada persamaan 2.16 dimasukkan kedalam Fourier's law, maka laju perpindahan panas menjadi :

$$q_r = \frac{2\pi L k (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(\frac{r_2}{r_1})} \dots\dots\dots(2.18)$$

### 2.1.2.3.2 Perpindahan Panas pada Silinder dengan Isolasi

*Equivalent Thermal Circuit* juga digunakan untuk sistem yang kompleks seperti seperti pada gambar 2.10. Pada dinding silinder terdapat beberapa lapis material yang mempunyai diameter dan konduktivitas termal yang berbeda. Dimana sisi dalam silinder dengan jari-jari  $r_1$  mempunyai nilai temperatur  $T_{\infty,1}$  adalah kondisi dimana terdapat fluida panas.  $r_2$  adalah jari-jari material A dengan nilai konduktivitas  $k_A$ ,  $r_3$  adalah jari-jari material B dengan nilai konduktivitas  $k_B$  yang di susun secara seri. Dengan mengabaikan tahanan kontak, laju perpindahan panas 1D adalah sebagai berikut :

$$q_r = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \ln(r_2/r_1)/2\pi L k_A + \ln(r_3/r_2)/2\pi L k_B + \frac{1}{h_3 2\pi r_3 L}} \dots\dots\dots(2.19)$$

Dengan penyederhanaan dapat di tulis :

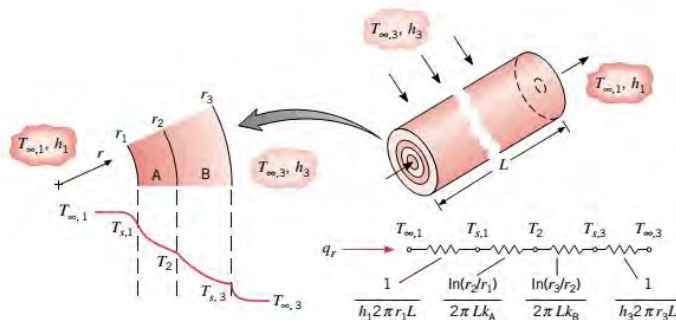
$$q_r = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{R_{tot}} = UA (T_{\infty 1} - T_{\infty 4}) \dots\dots\dots(2.20)$$

$$\text{dengan } R_{tot} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_A} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_B} + \frac{1}{h_3 2\pi r_3 L} \dots\dots\dots(2.21)$$

$$\text{Overall Heat Transfer} = U = \frac{1}{R_{tot} A} \dots\dots\dots(2.22a)$$

sedangkan critical radius didapat dari persamaan

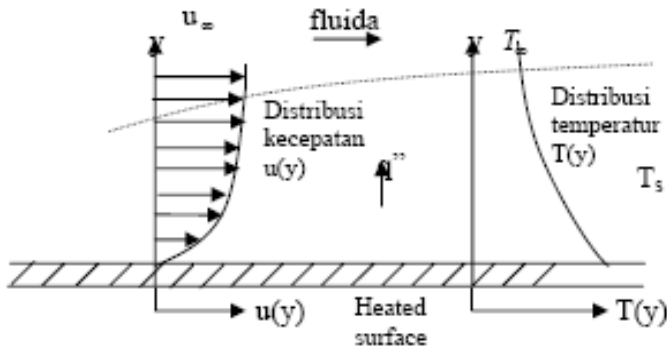
$$r_{cr} = k_{ins}/h \dots\dots\dots(2.22b)$$



**Gambar 2.10** Distribusi temperatur untuk dinding silinder komposit

#### 2.1.2.4 Perindahan Panas Secara Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi terjadi apabila terdapat perbedaan temperatur antara permukaan suatu benda padat dengan fluida bergerak yang melintas di atas permukaan tersebut.



**Gambar 2.11** Konveksi Aliran Melintasi Plat Datar

Gaya gesek terjadi antara fluida yang mengalir dengan permukaan benda, sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 2.11. Akibat adanya gaya gesek tersebut, fluida yang berada di permukaan benda memiliki kecepatan nol, ( $u_{y=0} = 0$ ). Pada saat fluida mempunyai kecepatan nol, akan terjadi perpindahan panas dari benda ke fluida secara konduksi, sedangkan pada fluida yang bergerak, ( $u_y \neq 0$ ), terjadi proses perpindahan panas secara adveksi. Gabungan antara perpindahan panas secara konduksi dan adveksi inilah yang disebut dengan konveksi.

Dengan mendefinisikan koefisien perpindahan panas rata-rata,  $\bar{h}$ , maka perpindahan panas konveksi per satuan luas dinyatakan dengan hukum Pendinginan Newton melalui persamaan 2.12.

$$q'' = \bar{h}(T_w - T_{\infty}) \dots\dots\dots(2.23)$$

Keterangan:

$q''$  : laju perpindahan panas konveksi per satuan luas ( $\text{Watt/m}^2$ )

$\bar{h}$  : koefisien konveksi rata – rata ( $\text{W/m}^2.\text{K}$ )

$T_w$  : Temperatur permukaan wall (dinding) (K)

$T_{\infty}$  : Temperatur fluida sekitar (K)



Berdasarkan sistem pada gambar 2.12, temperatur pada dinding  $T_w$ , temperatur fluida diluar thermal boundary layer  $T_\infty$  dan ketebalan thermal boundary layer didefinisikan  $\delta_t$ . Pada dinding, kecepatannya nol (0) dan perpindahan panas ke fluida terjadi secara konduksi. The lokal heat flux per unit area  $q''$  adalah

$$q_s'' = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dengan mengkombinasikan persamaan 2.22 dan persamaan 2.23, didapatkan koefisien perpindahan panas konveksi, seperti pada persamaan 2.24.

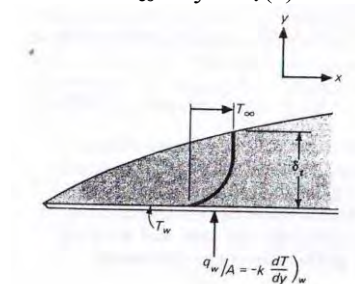
$$h = \frac{-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{wall}}{T_w - T_\infty} \dots\dots\dots (2.25)$$

Maka dengan mencari gradient temperatur pada dinding, dapat mengevaluasi koefisien perpindahan panas. Kondisi distribusi temperatur harus memenuhi

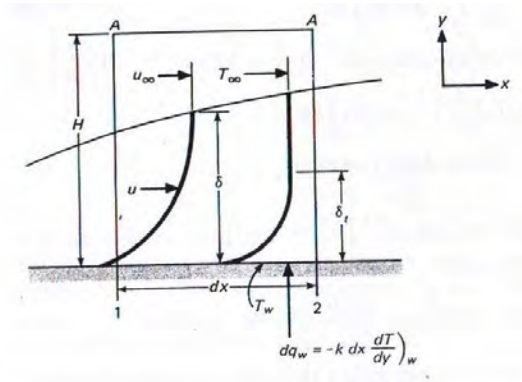
$$T = T_w \text{ at } y = 0 \text{ (a)}$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ at } y = \delta_t \text{ (b)}$$

$$T = T_\infty \text{ at } y = \delta_t \text{ (c)}$$



**Gambar 2.12** Profil temperatur pada lapisan batas termal



**Gambar 2.13** Control Volume untuk analisis integral energi dari lapisan batas laminar

$$\frac{\partial^2 T}{\partial^2 y} = 0 \text{ at } y = 0 \text{ (d)}$$

Dari kondisi a – d diaplikasikan persamaan *cubic polynomial* seperti pada profil kecepatan sehingga

$$\frac{\theta}{\theta_\infty} = \frac{T - T_w}{T_\infty - T_w} = \frac{3}{2} \frac{y}{\delta_t} - \frac{1}{2} \left( \frac{y}{\delta_t} \right)^3 \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana  $\theta = T - T_w$ , untuk menentukan ketebalan batas kondisi termal, ditentukan dengan analisa integral dari persamaan energi untuk kondisi batas. Berdasarkan kontrol volume dari gambar 2.13, diasumsikan lapisan batas termal lebih kecil dari lapisan batas hidrodinamik. Temperatur dinding  $T_w$ , *Free stream temperatur*  $T_\infty$ , panas yang di berikan ke fluida spanjang  $dx$  adalah  $dq_w$ .

$$Ec_{in} + \text{gaya geser pada elemen} + \text{perpindahan panas di dinding} = Ec_{out} \dots\dots\dots (2.27)$$

Energi yang dikonveksikan melewati daerah 1

$$\rho c_p \int_0^H u T dy \dots\dots\dots (2.28)$$

energi yang dikonveksikan keluar melewati daerah 2

$$\rho c_p \int_0^H u T dy + \frac{d}{dx} \left( \rho c_p \int_0^H u T dy \right) dx \dots\dots\dots (2.29)$$

mass flow melewati daerah A-A

$$\frac{d}{dx} \left( \int_0^H \rho u dy \right) dx \dots\dots\dots (2.30)$$

Energi yang ditransferkan sama dengan

$$c_p T_\infty \frac{d}{dx} \left( \int_0^H \rho u dy \right) dx \dots\dots\dots (2.31)$$

gaya geser pada elemen adalah

$$\mu \left[ \int_0^H \left( \frac{du}{dy} \right)^2 dy \right] dx \dots\dots\dots (2.32)$$

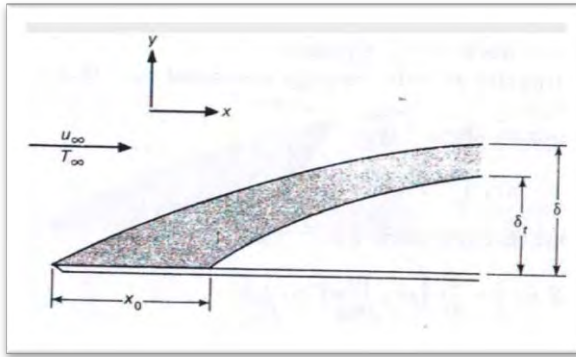
Perpindahan panas pada dinding

$$dq_w = -k dx \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w \dots\dots\dots (2.33)$$

dengan memasukkan besaran energi pada persamaan 2.26 maka

$$\frac{d}{dx} \left( \int_0^H u (T_\infty - T) dy \right) + \frac{\mu}{\rho c_p} \left[ \int_0^H \left( \frac{du}{dy} \right)^2 dy \right] = \alpha \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w \dots\dots\dots (2.34)$$

Pada kondisi ini propertisnya konstan dan  $T_\infty$  konstan. Untuk menentukan koefisien perpindahan panas, persamaan akibat kekentalan fluida (tegangan geser) diabaikan dan kecepatan menjadi besar. plat datar tidak perlu di beri panas sampai panjang tertentu yang ditunjukkan pada gambar 2.14. Dimana lapisan batas hidrodinamik berkembang dari titik awal plat, dimana pemanasan tidak dimulai sampai  $x = x_0$ .



**Gambar 2.14** Lapisan batas hidrodinamik dan termal pada plat datar.  
Pemanasan dimulai dari  $x = x_0$

Dengan memasukkan persamaan distribusi temperatur (persamaan 2.26) dan distribusi kecepatan (persamaan 2.26 sisi sebelah kanan) ke persamaan 2.34 dengan mengabaikan persamaan tegangan geser akibat fluida adalah

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dx} \left( \int_0^H u (T_\infty - T) dy \right) &= \frac{d}{dx} \left( \int_0^H u (\theta_\infty - \theta) dy \right) \\
 &= \theta_\infty u_\infty \frac{d}{dx} \left\{ \int_0^H \left[ 1 - \frac{3}{2} \frac{y}{\delta_t} + \frac{1}{2} \left( \frac{y}{\delta_t} \right)^3 \right] \left[ \frac{3}{2} \frac{y}{\delta_t} - \frac{1}{2} \left( \frac{y}{\delta_t} \right)^3 \right] dy \right\} \\
 &= \alpha \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{3\alpha\theta_\infty}{2\delta_t}
 \end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan lapisan batas termal lebih kecil dari lapisan batas kecepatan sehingga  $y = \partial_t$  integrasi adalah nol (0) untuk  $y > \partial_t$ . Jika  $\zeta = \frac{\delta}{\delta_t}$  maka

$$\theta_\infty u_\infty \frac{d}{dx} \left[ \delta \left( \frac{3}{20} \zeta^2 - \frac{3}{280} \zeta^4 \right) \right] = \frac{3}{2} \frac{\alpha \theta_\infty}{\delta \zeta} \dots \dots \dots (2.35)$$

Karena  $\partial_t < \partial, \zeta < 1$ , dan bentuk yang melibatkan  $\zeta^4$  dibandingkan dengan bentuk  $\zeta^2$ , maka  $\zeta^4$  dapat diabaikan dan dapat di tulis

$$\frac{3}{20} \theta_\infty u_\infty \frac{d}{dx} (\delta \zeta^2) = \frac{3}{2} \frac{\alpha \theta_\infty}{\delta \zeta} \dots \dots \dots (2.36)$$

Dengan melakukan diferensiasi persamaan 2.34

$$\frac{1}{10} u_\infty \left( \delta \zeta \frac{d\zeta}{dx} - \zeta^2 \frac{d\delta}{dx} \right) = \frac{\alpha}{\delta \zeta}$$

$$\frac{1}{10} u_\infty \left( 2\delta^2 \zeta^2 \frac{d\zeta}{dx} - \zeta^3 \delta \frac{d\delta}{dx} \right) = \alpha$$

$$\text{Karena } \delta d\delta = \frac{140}{13} \frac{\vartheta}{u_\infty} dx$$

$$\text{Dan } \delta^2 = \frac{280}{13} \frac{\vartheta x}{u_\infty}$$

Jadi

$$\zeta^3 + 4x\zeta^2 \frac{d\zeta}{dx} = \frac{14}{13} \frac{\alpha}{\vartheta} \dots \dots \dots (2.37)$$

Diferensiasi persamaan 2.36 first order pada  $\zeta^3$ , menjadi

$$\zeta^3 = Cx^{3/4} + \frac{14}{13} \frac{\alpha}{\vartheta}$$

Saat lapisan kondisi batas

$$\delta_t = 0 \quad \text{at } x = x_0$$

$$\zeta = 0 \quad \text{at } x = x_0$$

persamaan terakhir adalah

$$\zeta = \frac{\delta}{\delta_t} = \frac{1}{1.026} \text{Pr}^{-1/3} \left[ 1 - \left( \frac{x_0}{x} \right)^{3/4} \right]^{1/3} \dots\dots\dots(2.38)$$

$$\text{dimana } \text{Pr} = \frac{\vartheta}{\alpha} \dots\dots\dots(2.39)$$

Pr = Prandtl number

Atau dapat di definisikan

$$\text{Pr} = \frac{\vartheta}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho c_p} = \frac{c_p \mu}{k} \dots\dots\dots(2.40)$$

$$\text{Dengan } h = \frac{-k \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_w}{T_w - T_\infty} = \frac{3}{2} \frac{k}{\delta_t} = \frac{3}{2} \frac{k}{\delta \zeta}$$

Substitusi tebal lapisan batas kecepatan  $\delta = 4.64 \sqrt{\frac{\vartheta x}{u_\infty}}$  dan menggunakan persamaan 2.38 maka

$$h_x = 0.332k \text{Pr}^{-1/3} \left( \frac{u_\infty}{\vartheta x} \right)^{1/2} \left[ 1 - \left( \frac{x_0}{x} \right)^{3/4} \right]^{-1/3} \dots\dots\dots(2.41)$$

persamaan 2.40 akan menjadi nondimensionalized dengan mengalikan kedua sisi dengan  $x/k$ , didapatkan bilangan tidak berdimensi sisi sebelah kiri yaitu

$$\text{Nu}_x = \frac{h_x x}{k} \dots\dots\dots(2.42)$$

$\text{Nu}_x$  = Nusselt number

Atau

$$Nu_x = 0.332 Pr^{-1/3} Re_x^{1/2} \left[ 1 - \left( \frac{x_0}{x} \right)^{3/4} \right]^{-1/3} \dots\dots\dots(2.43)$$

Dimana untuk  $x_0 = 0$ , maka

$$Nu_x = 0.332 Pr^{-1/3} Re_x^{1/2} \dots\dots\dots(2.44)$$

Analisa berdasarkan asumsi bahwa propertis fluida adalah constan disepanjang aliran.

Sama halnya dengan aliran yang melewati silinder.  
Perpindahan panas kearah radial adalah :

$$q_r = h A (T_s - T_\infty) \dots\dots\dots (2.45)$$

dengan

$A = 2\pi rL$  luasan yang dilewati aliran pada silinder ( $m^2$ )

### 2.1.2.5 Thermal Resistance

Dalam kasus perpindahan panas ( *Heat Transfer* ) dengan tidak ada energi bangkitan dan properties yang konstan, memiliki konsep seperti pada persamaan 2.10. Terdapat analogi antara panas yang terdifusi dengan beban listrik. Resistance listrik dihubungkan dengan konduksi listrik, sedangkan resistan termal dihubungkan dengan panas konduksi. Resistan termal pada plane wall adalah :

$$R_{t, cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \dots\dots\dots(2.46)$$

Sedangkan pada silindris seperti persamaan 2.13, bahwa perpindahan panas terjadi pada arah radial maka :

$$R_{t, cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \dots\dots\dots(2.47)$$

Termal resisten dihubungkan dengan perpindahan panas secara konveksi pada permukaan. Seperti pada Newton's law :

$$q = h A (T_s - T_\infty) \dots\dots\dots(2.48)$$

resisten termal untuk konveksi adalah :

$$R_{t, \text{conv}} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \dots\dots\dots(2.49)$$

Persamaan resisten termal diatas berlaku untuk konveksi pada plane wall. Begitu juga dengan silinder, dengan nilai perpindahan panas ke arah radial seperti pada persamaan 2.18. maka nilai resisten termalnya adalah :

$$R_{t, \text{conv}} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{h_2 \pi r L} \dots\dots\dots(2.50)$$

Equivalent thermal circuit untuk silinder seperti pada gambar 2.15. Perpindahan panas ditentukan dari masing – masing elemen pada lapisan.  $q_r$  konstan melewati lapisan, seperti persamaan dibawah :

$$q_r = \frac{T_{\infty 1} - T_{s1}}{h_1 2 \pi r L} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_2/r_1)/2 \pi L k} = \frac{T_{s2} - T_{\infty 2}}{h_2 2 \pi r L} \dots\dots\dots(2.51)$$

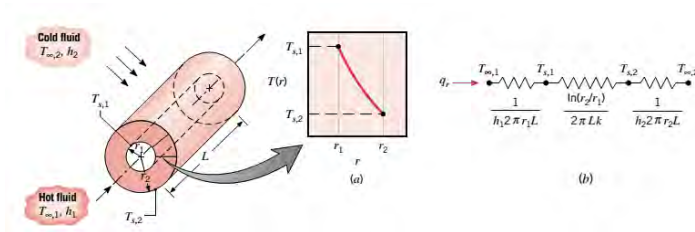
dalam bentuk perbedaan temperatur secara keseluruhan  $T_{\infty 1} - T_{\infty 2}$  dan resistance thermal total,  $R_{tot}$  , perpindahan panas menjadi :

$$q_r = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{tot}} \dots\dots\dots(2.52)$$

karena resistance konduksi dan konveksi ke arah radial adalah seri sehingga dapat dijumlahkan seperti :

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 2 \pi r L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \pi L k} + \frac{1}{h_2 2 \pi r L} \dots\dots\dots(2.53)$$





**Gambar 2.15** *Equivalent thermal circuit* untuk dinding silinder

## 2.2 Insulasi

Insulasi pada pipa digunakan dalam beberapa praktek dilapangan untuk aplikasi dan tujuan yang berbeda, seperti menurunkan perpindahan panas ke atau dari permukaan, untuk mengontrol proses dan temperatur permukaan, untuk menghindari masalah kondensasi dan untuk memberikan panas dari ruangan yang nyaman. Pipa insulasi adalah isolasi termal yang digunakan untuk mencegah hilangnya panas dan untuk menghemat energi serta meningkatkan efektivitas sitem termal.

Insulasi dapat di klasifikasikan dalam 3 kelompok berdasarkan temperatur kerja yang digunakan :

### 1. Low Temperature Isulations ( sampai $90^{\circ}\text{C}$ )

Biasanya digunakan untuk insulasi pada refrigerator, cold and hot water system, storage tank dll. Material yang digunakan seperti Cork, Wood, Mineral Fiber.

### 2. Medium Termpérature Insulations ( $90\text{-}325^{\circ}\text{C}$ )

Insulasi pada range temperatur ini biasanya digunakan pada pemanasan dan pembentukan uap panas, jalur pipa uap panas, gas buang dll. Material yang digunakan seperti asbestos, Calcium Silicate dan Mineral Fibers.

### 3. High Temperature Insulations ( $325^{\circ}\text{C}$ –diatasnya)

Tipe ini digunakan untuk sistem uap panas lanjut (*Superheated Steam System*), oven dan tungku bakar (*Furnace*). Tipe dari material yang digunakan adalah Asbestos, Calcium Cilicate, Mineral Fiber.

Konduktifitas termal dari beberapa material insulasi terdapat pada tabel 2.1

Type	Form	Temp. Range	K-Factor* Metric/ Imperial	Mean Temp. C (F)	Notes
CALCIUM SILICATE	Pipe Covering Block Segments Type I Type II	to 649°C (1200°F) to 871°C (1600°F)	.087 (.60) @ .101 (.70) @	260° (500°) 260° (500°)	High compressive strength, good cutting characteristics, water absorbent, non-combustible. High flexural strength. Resistant to abrasion. See manufacturers' data for shrinkage factors.
CLASS CELLULAR HIGH TEMP	Pipe Covering Block Segments	to 427°C (800°F)	.103 (.72) @	260° (500°)	Good strength, water and vapour resistant, non-combustible, poor abrasion resistance. Subject to thermal shock. For application over 204°C (400°F), see manufacturers' specifications.
GLASS FIBER	Pipe Covering Board Blanket	to 455°C (850°F) to 538°C (1000°F) to 538°C (1000°F)	.083 (.58) @ .086 (.60) @ .086 (.60) @	260° (500°) 260° (500°) 260° (500°)	Good workability, water absorbent, non-combustible. Check manufacturers' data for specific properties. Low compression resistance.
MINERAL FIBER	Pipe Covering Block Blanket	to 649°C (1200°F) to 1035°C (1895°F) to 649°C (1200°F) to 649°C (1200°F)	.072 (.50) @ .092 (.64) @ .101 (.70) @ .101 (.70) @	260° (500°) 260° (500°) 260° (500°) 260° (500°)	Good workability, non-combustible. Low compressive resistance. Water absorbent.
PERLITE (Expanded)	Pipe Covering Block	to 649°C (1200°F)	.106 (.74) @	260° (500°)	Good workability, non-combustible, friable. Check manufacturers' data for specific properties. Poor abrasion resistance. Special packaging required to protect material. Corrosion inhibitor.
CERAMIC FIBER (Refractory Fiber)	Blanket Board	to 1260°C (2300°F) to 1260°C (2300°F)	.086 (.60) @ .080 (.58) @	260° (500°) 260° (500°)	Temperature range varies with manufacturer, style and type.
CEMENTS Hydraulic Setting Cement High Temperature Mineral Wool Finishing Cement (Mineral Fiber or Vermiculite)	Type I Type II Type III	38-649°C (100-1200°F) 38-870°C (100-1600°F) 38-980°C (100-1800°F)	.180 (1.05) @ .180 (1.12) @ .150 (1.26) @	250° (482°) 250° (482°) 250° (482°)	One coat application – insulating and finishing. Slow drying, rough texture – Pointing and insulating and filling. Used over basic insulation – Smooth finish usually 1/8" or 1/2" thick application.

(a)

Mean Temperature °C	Calcium Silicate	Resin bonded Mineral wool	Ceramic Fiber Blankets
100	-	0.04	-
200	0.07	0.06	0.06
300	0.08	0.08	0.07
400	0.08	0.11	0.09
700	-	-	0.17
1000	-	-	0.26
Specific heat(kJ/kg/°C)	0.96	0.921	1.07
	(at 40°C)	(at 20°C)	(at 980°C)
Service temp, (°C).	950	700	1425
Density kg/m <sup>3</sup>	260	48 to 144	64 to 128

(b)

**Tabel 2.1** a. Aplikasi dan temperatur kerja insulasi (*Mechanical Insulation Best Practice Guide*), b. Konduktifitas termal insulasi (*Handbook on Refractori* by D.N Nandi, Tata McGraw, New Ddehli, 1987.)

Dibawah ini merupakan rekomendasi ketebalan insulasi dimana ukuran pipa diketahui :

**Tabel 2.2** Rekomendasi ketebalan insulasi

Nominal Pipe Size (inch)	Recommended minimum thickness of insulation (inch)			
	Temperature Range ( $^{\circ}\text{C}$ )			
	50-90	90-120	120-150	150-230
	Hot Water	Low Pressure Steam	Medium Pressure Steam	High Pressure Steam
< 1"	1	1.5	2	2.5
1 1/4" - 2"	1	1.5	2.5	2.5
2 1/2" - 4"	1.5	2	2.5	3
5" - 6"	1.5	2	3	3.5
> 8"	1.5	2	3	3.5

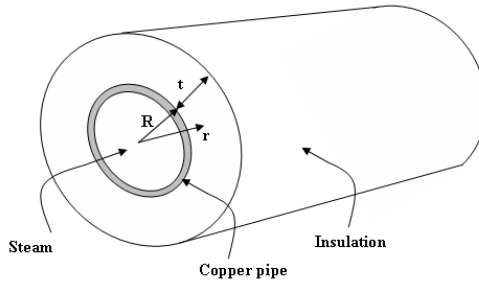
( [www.engineeringtoolbox.com/pipes-insulation-thickness](http://www.engineeringtoolbox.com/pipes-insulation-thickness) )

## 2.3 Penelitian Terdahulu

### 2.3.1 Alan Stevens

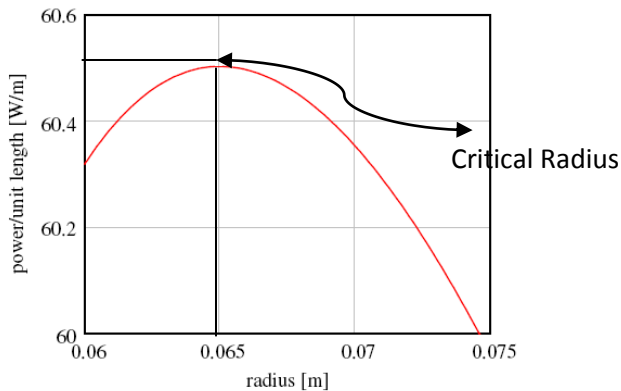
Dalam penelitian yang berjudul Steam Pipe Insulation, Alan Steven menganalisa suatu pipa tembaga yang di insulasi. Hasil dari penelitian ini berupa heat loss per unit panjang dan critical radius insulasi. Pada penelitian ini, pipa tembaga diasumsikan sangat panjang dan relative terhadap diameter sehingga aliran panas hanya 1 dimensional pada arah radial, yaitu aliran panas yang berada pada garis lurus dari sisi panas ke sisi yang dingin dan tegak lurus dengan *plane* dari komponen.

Pada penelitian ini, uap panas tidak dalam kondisi superheated. Temperatur masuk pipa adalah konstan pada saturated temperature dari air pada tekanan uap panas. Konduktivitas pipa tembaga lebih besar dari konduktivitas termal dari insulasi material, jadi dapat di asumsikan penurunan temperatur yang melewati ketebalan pipa diabaikan.



**Gambar 2.16** Sket pipa tembaga dengan insulasi

Dari hasil analisa dimana dimasukkan nilai dari  $T_{sat} = 100^{\circ}\text{C} = 373\text{ K}$ ,  $T_{udara} = 20^{\circ}\text{C} = 293\text{ K}$ ,  $R = 0,06\text{ m}$ ,  $k_{ins} = 0.13\text{ W/mK}$ ,  $h = 2\text{ W/m}^2\text{K}$  didapat seperti pada grafik 2.1 dimana di plot  $q/L$  ( heat loss per unit panjang dengan radius  $R+t$  untuk menentukan nilai dari  $t$  tebal insulasi).



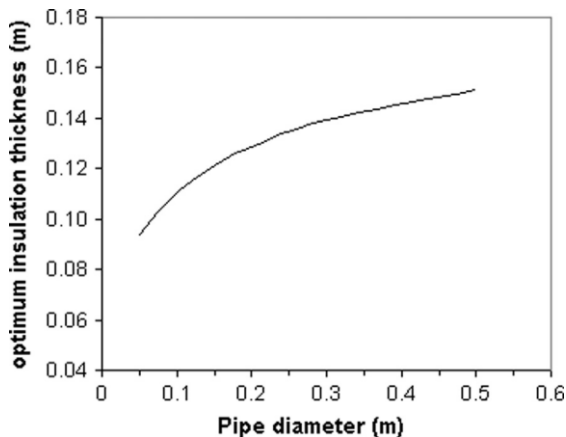
**Gambar 2.17** Perpindahan panas per unit panjang vs radius

Dari grafik terlihat bahwa heat loss per unit panjang maksimum dengan total radius 0.065 yang berarti bahwa tebal dari insulasi adalah 0.005 m dan heat loss per unit panjang terkecil

didapat pada total radius 0.075 m yang berarti tebal dari insulasi 0.011 m. hal ini menunjukkan bahwa kritikal radius insulasi adalah 0.065 m dimana terjadi heat loss maksimum.

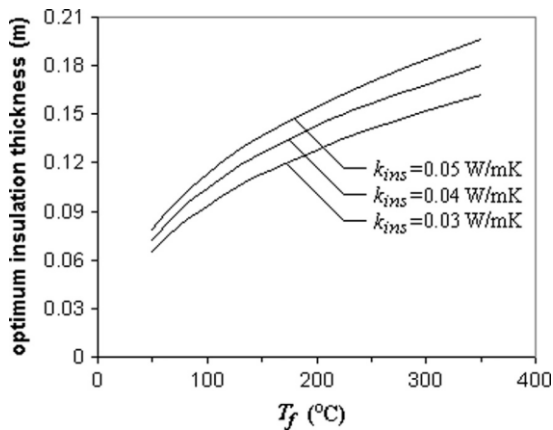
### 2.3.2 Omer Kaynakli (2013)

Pada penelitian yang berjudul *Economic Thermal Insulation for Pipe and Ducts* dilakukan study analitis tentang ketebalan insulasi maksimum dari pipa dengan geometri pipa yang berbeda. Dan dilakukan studi tentang ketebalan insulasi optimum dengan temperatur kerja serta nilai konduktivitas termal yang berbeda.



**Gambar 2.18** Ketebalan insulasi optimum Vs diameter luar pipa

Dari gambar 2.18 dapat diketahui bahwa dengan semakin besar diameter pipa maka heat transfer akan bertambah, sehingga menyebabkan ketebalan insulasi optimum akan semakin besar juga. Bertambahnya ketebalan optimum dalam grafik tidak linier dengan bertambahnya diameter luar pipa.



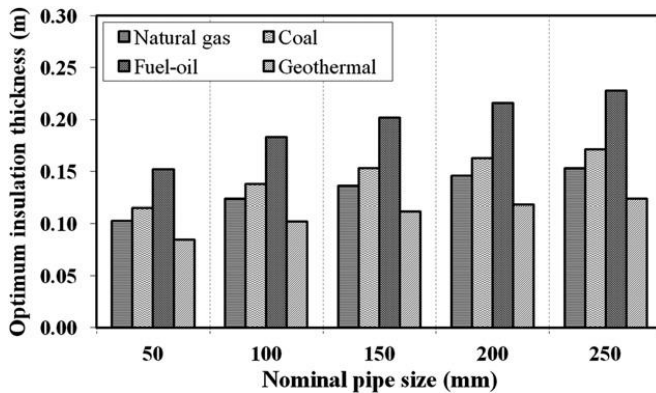
**Gambar 2.19** Ketebalan insulasi optimum vs temperatur fluida pada pipa

Dari grafik terlihat bahwa ketebalan optimum yang didapatkan dari  $K_{ins} = 0.05 \text{ W/mK}$  lebih tinggi dari pada  $K_{ins} = 0.04 \text{ W/mK}$  dan  $K_{ins} = 0.03 \text{ W/mK}$ . Dapat di simpulkan bahwa semakin besar nilai konduktivitas termal dari insulasi, maka ketebalan optimum yang dibutuhkan juga semakin besar

### 2.3.3 Ali Kecebas dkk (2011)

Dalam penelitian yang berjudul *Thermo-economic analysis of pipe insulation for distric heating piping system* dilakukan studi tentang analisa ketebalan optimum dari diameter pipa uap panas (*pipelines*) yang berbeda. Material insulasi adalah rock wool. Sumber panas dari batubara, gas alam, minyak dan geothermal. Dimana temperatur rata- rata air panas  $80^{\circ}\text{C}$ , temperatur udara luar  $15^{\circ}\text{C}$  dan kecepatan aliran air dan udara adalah  $0.8 \text{ m/s}$  dan  $0.2 \text{ m/s}$ . Dari penelitian ini didapatkan hasil seperti pada gambar 2.20. Ketebalan optimum dari insulasi terkecil didapat pada ukuran pipa terkecil  $50 \text{ mm}$  dengan sumber panas geothermal. Sedangkan ketebalan optimum dari insulasi terbesar didapat dari ukuran pipa  $250 \text{ mm}$  dengan sumber panas

fuel oil. Dari setiap sumber panas, ketebalan optimum insulasi semakin besar dengan semakin besarnya ukuran pipa. Ketebalan optimum ini dievaluasi dari biaya yang dikeluarkan untuk insulasi dan biaya dari sumber panas. Ketebalan insulasi dari data bervariasi antara 0.085 m sampai 0.228 m untuk semua ukuran pipa dan sumber panas. Ketebalan insulasi terbesar dibutuhkan pada sumber panas fuel-oil sebesar 0.228 m dengan ukuran nominal pipa 250 mm.



**Gambar 2.20** Ketebalan insulasi optimum dari ukuran pipa dan sumber panas yang berbeda

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

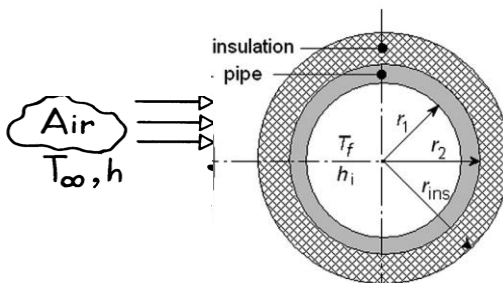
#### 3.1 Tahapan Penelitian

Dalam menyusun tugas akhir ini, metode penelitian yang dipakai adalah simulasi numerik dengan perangkat lunak Fluent 6.3.26. Simulasi numerik adalah sebuah proses simulasi berbasis perhitungan yang dilakukan oleh sebuah perangkat lunak komputer dengan mendefinisikan parameter-parameter yang sesuai dengan *boundary conditions*-nya, dilanjutkan proses iterasi atau pengulangan sampai tercapainya konvergensi untuk mendapatkan nilai pendekatan yang signifikan. Pada proses numerik terbagi menjadi 3 tahapan, yakni *Pre Processing*, *Processing*, dan *Post Processing*.

Proses ini dilakukan sebagai metode awal dalam penelitian untuk membangun dan menganalisa sebuah model komputasi (CFD) secara numerik. Tahapan Preprocessing terdiri dari beberapa sub-tahapan antara lain :

1. Pembuatan model,
2. Pembuatan *meshing*, dan
3. Penentuan parameter-parameter yang digunakan.

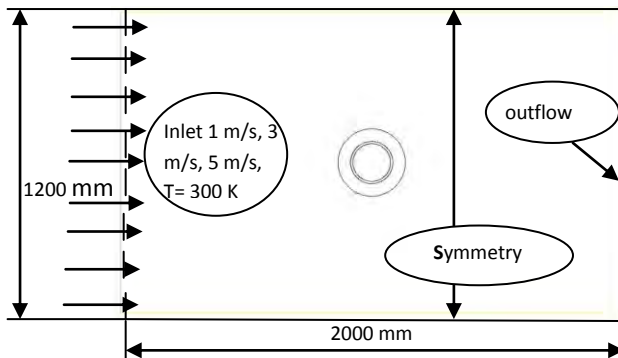
Dari ketiga sub-tahapan diatas, semuanya tahapan diproses menggunakan perangkat lunak GAMBIT.



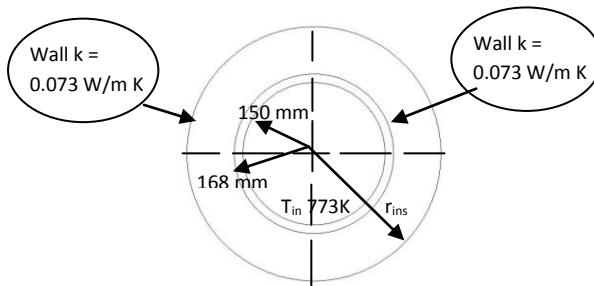
**Gambar 3.1** Dimensi pipa dan insulasi

### 3.1.1 Pre-processing

*Pre-processing* merupakan proses awal simulasi CFD dengan membuat geometri dan menentukan *domain* sistem menggunakan *software* GAMBIT, berdasarkan desain aktual di lapangan. Setelah geometri dan *domain* berhasil dibuat, dilakukan penentuan *boundary conditions*. Geometri pemodelan yang digunakan adalah seperti pada gambar 3.1. Selain itu, juga dilakukan *meshing* pada *domain* sistem untuk aliran fluida di dalamnya. Kualitas *meshing* akan mempengaruhi proses penyelesaian simulasi. seperti ditunjukkan pada gambar 3.2 dan gambar 3.3



**Gambar 3.2** Domain pada gambit



**Gambar 3.3** Domain pipa dan insulasi

### 3.1.2 Processing

Pada penelitian kali ini akan digunakan variasi kecepatan, maka dari itu diperlukan tahapan *processing* sebagai input dari data yang telah tersedia. *Processing* merupakan proses kedua dalam simulasi CFD, yakni melakukan simulasi berdasarkan hasil *meshing* dari *domain* sistem menggunakan *software* FLUENT. Hal yang dilakukan diantaranya mengatur *solver models*, *materials*, *boundary conditions*, *operating conditions*, *control and monitoring conditions*, serta *initialize conditions*. Setelah dilakukan pengaturan, dapat dimulai proses iterasi untuk menyelesaikan simulasi. Berikut di bawah ini merupakan penjelasan lebih lanjut mengenai langkah-langkah dalam *processing*:

1. *Solver Models*

Pada saat membuka perangkat lunak FLUENT terdapat pilihan untuk menggunakan *solver* 2D atau 3D dengan keakuratan tunggal atau ganda (*single precision/double precision*). Sesuai dengan batasan masalah yang telah ditentukan di BAB I, *solver* yang digunakan adalah 2D dengan keakuratan tunggal. Karena penelitian ini masih dalam bentuk 2D, *single precision* cukup akurat untuk menganalisa dengan baik, lain hal nya dengan *solver* 3D yang memiliki geometri yang kompleks sangat dianjurkan menggunakan *double precision*.

Pada penelitian ini digunakan *solver pressure based* untuk menyelesaikan persamaan yang ada.

2. *Viscous Model*

Pemodelan ini menggunakan metode *Turbulence Modelling* tipe *k-ε* standart.

3. *Materials*

Pada bagian ini akan dipilih material yang digunakan dan apabila ada *properties* dari material tersebut yang tidak sesuai, dapat pula diganti pada bagian ini. Material yang digunakan adalah udara (*air*) sebagai fluida, steel sebagai tube dan glasswool sebagai insulai..

Air dengan properties sebagai berikut :

Density :  $1.225 \text{ kg/m}^3$   
 Viscosity :  $0.00001789 \text{ kg/ms}$   
 Specific Heat :  $1006,43 \text{ J/kgK}$   
 Conductivity :  $0.0263 \text{ W/mK}$

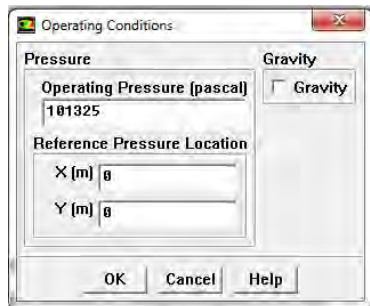
Steel dengan properties sebagai berikut :

Density :  $7900 \text{ kg/m}^3$   
 Specific Heat :  $470 \text{ J/kgK}$   
 Conductivity :  $14.5 \text{ W/mK}$

Glasswool dengan properties sebagai berikut :

Density :  $64 \text{ kg/m}^3$   
 Specific Heat :  $921 \text{ J/kgK}$   
 Conductivity :  $0.073 \text{ W/mK}$

#### 4. *Operating Condition*



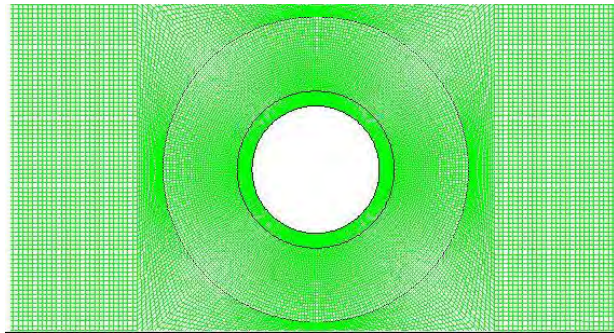
**Gambar 3.4** *Operating Condition*

Pada Gambar 3.4 ditunjukkan bahwa pada penelitian ini tekanan operasi yang digunakan adalah 101325 Pa.

#### 5. *Boundary Conditions*

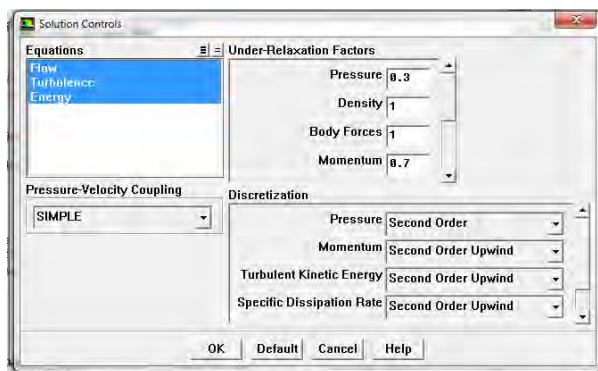
Parameter yang dimasukkan untuk tiap *boundary conditions* berdasarkan data primer dan data sekunder. Untuk *velocity inlet*, parameter yang dimasukkan diantaranya *velocity* (2,3,4,5 m/s) dan *temperature*. Untuk *outflow*, tidak ada parameter yang dimasukan. Pada *boundary condition wall*, parameter yang dimasukkan adalah *temperature*, *material* dan *konduktivitas thermal*.

*Boundary Symmetry* digunakan apabila geometri dari benda yang disimulasikan adalah simetri. Pemilihan *boundary velocity inlet* digunakan pada aliran *compressible* dengan data masukan adalah kecepatan 1m/s, 2m/s, 3m/s 4m/s, 5m/s. Sedangkan pemilihan *boundary outflow* adalah ketika data keluaran tidak diketahui. Input pada masing-masing *boundary* dapat dilihat pada gambar 3.5



**Gambar 3.5** Meshing pipa dan insulasi pada gambit

## 6. *Control and Monitoring Solutions*



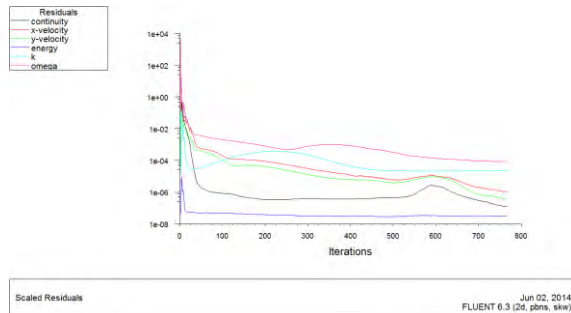
**Gambar 3.6** *Solution Controls*

Pada Gambar 3.6 ditunjukkan bahwa pada bagian ini digunakan persamaan orde dua dengan metode SIMPLE.

#### 7. *Initialize Conditions*

Inisialisasi adalah penentuan kondisi awal untuk memulai perhitungan dengan meng-input-kan data inlet yang tergolong dalam variable bebas.

#### 8. *Iterations*



**Gambar 3.7** Iterasi

Pada Gambar 3.7 ditunjukkan hasil iterasi dari simulai. Proses iterasi adalah proses perhitungan yang berulang-ulang untuk mencapai tingkat konvergensi. Sebaiknya digunakan level residual yang kecil untuk mendapatkan data yang semakin akurat. Pada penelitian kali ini, digunakan level residual  $10^{-6}$  untuk energy, kontinuitas dan velocity.

#### 3.1.3 *Post-processing*

Dari hasil simulasi, diperoleh data baik berupa kualitatif maupun kuantitatif. Data kualitatif berupa kontur dan data kuantitatif berupa plot grafik. Data yang telah didapatkan akan di pindahkan pada *Microsoft excel* untuk diolah kembali.

### 3.1.3.1 Analisa *Critical Radius* dan Heat Loss

Dengan menggunakan analisa perpindahan panas konduksi dan konveksi critical radius dapat dicari dari persamaan :

$$1. \quad r_{cr} = \frac{k_{ins}}{h}$$

dimana :

$k_{ins}$  = konduktivitas termal insulasi (W/mK)

$h$  = koefisien konveksi eksternal (W/ m<sup>2</sup>K)

Nilai  $h$  didapat dari

$$2. \quad h = \frac{Nu_D k}{D}, \quad Nu_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$$

$$\bullet \quad Re_D = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Dengan nilai  $C$  dan  $m$  serta properties dari udara, terlampir.  $Pr \geq 7$ .

*Critical radius* merupakan radius initial dari insulasi, dimana terjadi heat loss terbesar. jika  $r_{cr} > r_2$  maka dengan bertambahnya radius insulasi *heat loss* semakin besar sampai dengan  $r_{cr} = r_2$ . Jika  $r_{cr} < r_2$ , maka dengan bertambahnya radius insulasi maka *heat loss* akan semakin kecil. Sedangkan Heat Loss per satuan panjang dapat di cari dari persamaan

$$3. \quad \frac{q}{L} = \Delta T / R_{tot}$$

Dimana :

$\Delta T$  = perbedaan temperature ( $T_f - T_\infty$ ) (K)

$R_{tot}$  = total *thermal resistance* (m<sup>2</sup>K/W)

$$4. \quad R_{tot} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_{pipe}} + \frac{\ln(r_{ins}/r_2)}{2\pi L k_{ins}} + \frac{1}{h 2\pi r_{ins} L}$$

5. Dengan memvariasikan  $r_{ins}$  akan didapat heat loss yang berbeda. Dan dibuat dalam grafik. Heat loss per satuan panjang vs ketebalan insulasi ( $t_{ins} = r_{ins} - r_2$ ).

Ketebalan optimum insulasi dapat dicari dengan menghitung biaya insulasi ditambahkan dengan biaya energi yang

dibutuhkan saat terjadi heat loss. Seperti pada persamaan dibawah :

$$6. \quad B_{\text{tot,ins}} = B_{\text{ins}} / \text{mm per satuan panjang} \times \text{tebal insulasi}$$

$$B = \frac{B_{\text{en}} 2\pi (T_{\text{in}} - T_{\infty}) N 3600}{\frac{q}{L} \times H_u \times \eta}$$

7. dimana  $B_{\text{en}}$  adalah biaya dari sumber energy yang digunakan,  $N$  adalah waktu operasi dalam satu tahun (jam).  $H_u$  adalah heating value dari sumber panas,  $\eta$  adalah efisiensi dari sumber panas,  $q/l$  adalah heat loss per satuan panjang.

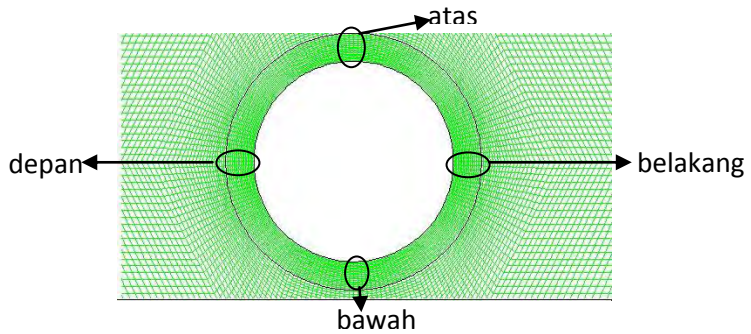
$$C_{\text{tot}} = B + B_{\text{tot,ins}}$$

Dimana  $C_{\text{tot}}$  adalah biaya total \$/m.

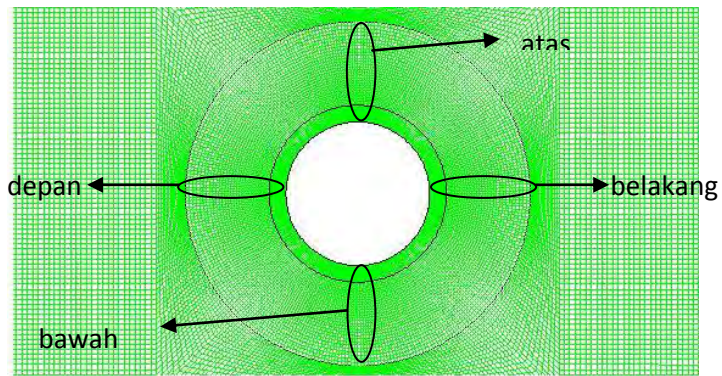
### 3.1.3.2 Analisa Distribusi Temperatur

1. Hasil simulasi distribusi temperatur ketebalan pipa tanpa insulasi bagian depan, atas, belakang, bawah seperti pada gambar 3.8 untuk tiap kecepatan (1, 3, 5 m/s) di olah di excel dan dibuat grafik Temperatur fungsi ketebalan pipa.
2. Hasil simulasi distribusi temperatur ketebalan pipa dengan insulasi bagian depan, atas, belakang, bawah seperti pada gambar 3.9 untuk tiap kecepatan (1, 3, 5 m/s) di olah di excel dan dibuat grafik Temperatur fungsi ketebalan pipa dan insulasi.
3. Perbandingan distribusi temperatur dengan dan tanpa insulasi pada tiap variasi kecepatan angin.





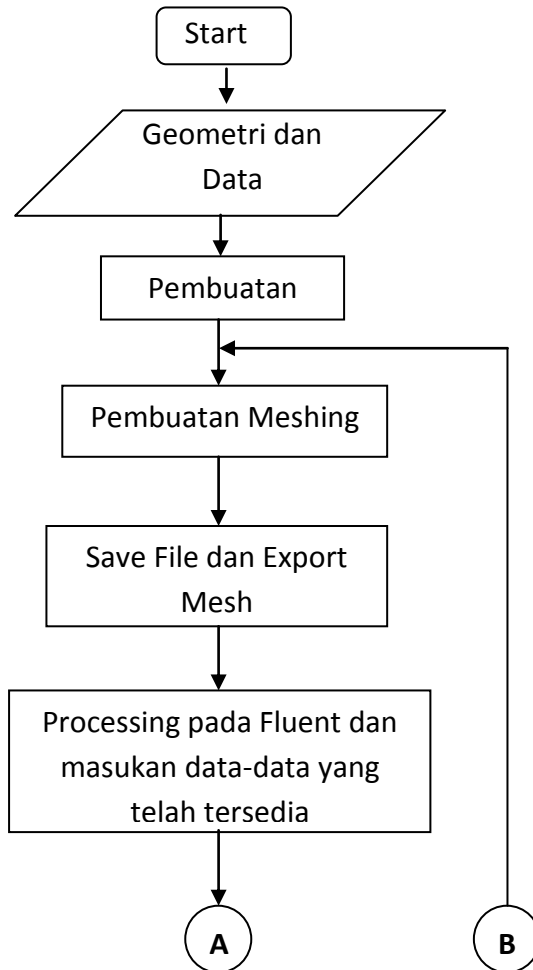
**Gambar 3.8** Posisi analisa distribusi temperature pipa tanpa insulasi

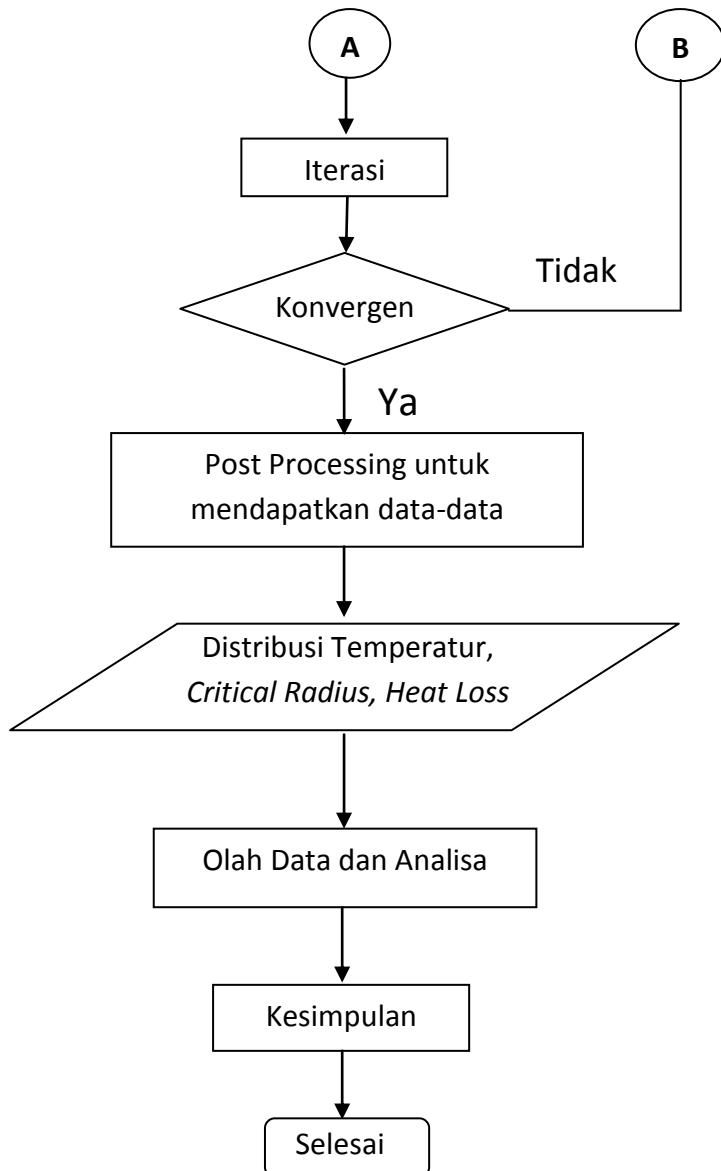


**Gambar 3.9** Posisi analisa distribusi temperature pipa dengan insulasi

### 3.2 Flowchart Penelitian

Pada penelitian berikut, digunakan flowchart untuk alur simulasi dalam mengetahui distribusi temperatur, critical radius dan hubungan ketebalan insulasi dengan *heat loss* pengaruh kecepatan angin.





*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB IV**

### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Data Penelitian**

Penelitian pengaruh kecepatan angin terhadap distribusi temperatur dan *critical radius* pada pipa uap panas ini dilakukan dengan menggunakan software fluent dan gambit 6.2 serta analisa perpindahan panas. Data properties ditentukan sebagai berikut :

$T_1$	: 773 K
$T_\infty$	: 300 K
$d_1$	: 150 mm
$d_2$	: 168.3 mm
Material pipa	: steel
Konduktivitas	: 14.5 W/m K
$\rho_{\text{pipa}}$	: 7900 kg/ m <sup>3</sup>
Material insulasi	: Glass wool
Konduktivitas	: 0.073 W/m K
$\rho_{\text{insulasi}}$	: 64 kg/ m <sup>3</sup>
$\rho_{\text{udara}}$	: 1.225 kg/m <sup>3</sup>

Analisa dilakukan dengan bervariasi kecepatan udara dan ketebalan insulasi, yaitu 1 m/s, 3 m/s, 5 m/s dan 10 mm sampai 100 mm dengan kenaikan ketebalan 10 mm. Data dari hasil simulasi dan perhitungan ditampilkan dalam lembar lampiran.

## 4.2 Contoh Perhitungan

Berdasarkan data yang diperoleh dari hasil simulasi akan digunakan untuk menganalisa pengaruh kecepatan angin terhadap distribusi temperatur dan *critical radius* insulasi. Berikut adalah contoh perhitungan pengaruh kecepatan angin terhadap *critical radius* insulasi pada kecepatan angin 5 m/s dan ketebalan insulasi 10 mm. properties yang digunakan seperti pada tabel 4.1 .

**Tabel 4.1** Tabel properties contoh perhitungan

No	Property (besaran)	Nilai
1	T <sub>1</sub>	773 K
2	T <sub>s</sub>	368.1 K
3	T <sub>∞</sub>	300 K
4	r <sub>1</sub>	0.075 m
5	r <sub>2</sub>	0.084 m
6	r <sub>ins</sub>	0.094 m
7	k <sub>ins</sub>	0.073 W/m K
8	k <sub>pipa</sub>	14.5 W/m K

### 1. Mencari Reynolds number

Rumus yang digunakan untuk mencari nilai dari reynolds number adalah seperti pada bab 2 rumus 2.1

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Dimana :

$\rho$  = massa jenis udara

V = kecepatan udara

d = diameter insulasi

$\mu$  = viskositas dinamik udara

$$Re_D = \frac{1.225 \frac{kg}{m^3} \times 5 \frac{m}{s} \times 0.188 m}{184.6 \times 10^{-7} N.s/m^2}$$

$$Re_D = 62378.11$$

Sehingga dengan menggunakan rumus 2.1 didapatkan nilai Reynolds number untuk setiap kecepatan angin dan ketebalan insulasi yang berbeda. Hasil perhitungan terdapat pada tabel 4.2

**Tabel 4.2** Hasil perhitungan nilai Reynolds number

tebal insulasi (m)	Re ( 5 m/s)	Re ( 3 m/s)	Re (1 m/s)
0	55742.15	33445.29	11148.43
0.01	62378.11	37426.87	12475.62
0.02	69014.08	41408.45	13802.82
0.03	75650.05	45390.03	15130.01
0.04	82286.02	49371.61	16457.2
0.05	88921.99	53353.20	17784.4
0.06	95557.96	57334.78	19111.59
0.07	102193.93	61316.36	20438.79
0.08	108829.9	65297.94	21765.98
0.09	115465.87	69279.52	23093.17
0.1	122101.84	73261.11	24420.37

## 2. Mencari nilai Nusselt number

Dengan didapatkan nilai Reynolds number maka, nilai nusselt number dapat diperoleh melalui rumus :

$$Nu = C Re^m Pr^{1/3}$$

Dimana :

$Nu$  = Nusselt number

$C$  = konstanta (di dapat dari tabel. lampiran)

$Re$  = Reynold number

$m$  = konstanta (di dapat dari tabel. lampiran)

$Pr$  = Prandelt number (di dapat dari tabel. lampiran)

$$Nu = 0.027 \times (62378.11)^{0.805} \times (0.703)^{1/3}$$

$$Nu = 157.49$$

Untuk hasil perhitungan nilai nusselt number pada setiap kecepatan dan ketebalan insulasi dapat dilihat pada tabel 4.3.

**Tabel 4.3** Hasil perhitungan nilai Nusselt number

tebal insulasi (m)	$Nu$ ( 5 m/s)	$Nu$ ( 3 m/s)	$Nu$ (1 m/s)
0	144.94	105.76	56.08
0.01	157.49	114.6	60.41
0.02	168.15	121.91	63.93
0.03	178.56	129.01	67.38
0.04	188.66	136.02	70.67
0.05	198.68	142.79	73.92
0.06	208.42	149.43	77.04
0.07	218.01	155.95	80.09
0.08	227.47	162.45	83.06
0.09	236.79	168.76	85.98
0.1	246.01	174.97	88.89

### 3. Mencari nilai koefisien konveksi

Dengan menggunakan analisa perpindahan panas, setelah di dapat nilai  $Re$  dan  $Nu$  maka nilai koefisien konveksi di dapat melalui rumus :

$$Nu = h d_{ins} / k_{udara}$$



$$h = \frac{Nu \times kudara}{d_{ins}}$$

$$h = \frac{157.49 \times 0.0549 \frac{W}{m \cdot K}}{0.188 \text{ m}}$$

$$h = 45.99 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

hasil perhitungan untuk koefisien konveksi pada setiap kecepatan dan ketebalan insulasi dapat dilihat pada tabel 4.4.

**Tabel 4.4** Hasil perhitungan nilai koefisien konveksi

tebal insulasi (m)	h ( 5 m/s)	h ( 3 m/s)	h (1 m/s)
0	47.36	27.64	14.08
0.01	45.99	26.76	13.62
0.02	44.38	25.73	13.11
0.03	43.00	24.84	12.66
0.04	41.76	24.08	12.26
0.05	40.70	23.39	11.91
0.06	39.73	22.78	11.58
0.07	38.86	22.23	11.29
0.08	38.07	21.74	11.02
0.09	37.36	21.29	10.78
0.1	36.70	20.87	10.55

#### 4. Mencari nilai thermal resistance

Nilai thermal resistance akibat adanya pengaruh konduksi dan konveksi untuk pipa dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$R_{\text{konduksi}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \pi k L}$$

$$R_{\text{konveksi}} = \frac{1}{2 \pi r_2 h L}$$

Thermal resistance per satuan panjang untuk konduksi pada pipa dan insulasi adalah :

$$\bullet R_{\text{pipa}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \pi k_{\text{pipa}}}$$

$$R_{\text{pipa}} = \frac{\ln\left(\frac{0.084 \text{ m}}{0.075 \text{ m}}\right)}{2 \pi 14.5 \frac{\text{W}}{\text{m K}}}$$

$$R_{\text{pipa}} = 0.00124 \text{ m K / W}$$

$$\bullet R_{\text{insulasi}} = \frac{\ln(r_{\text{ins}}/r_2)}{2 \pi k_{\text{ins}}}$$

$$R_{\text{insulasi}} = \frac{\ln\left(\frac{0.094 \text{ m}}{0.084 \text{ m}}\right)}{2 \pi 0.073 \frac{\text{W}}{\text{m K}}}$$

$$R_{\text{insulasi}} = 0.24534 \text{ m K / W}$$

Thermal resistance persatuan panjang akibat adanya konveksi dari angin adalah :

$$\bullet R_{\text{konveksi}} = \frac{1}{2 \pi r_{\text{ins}} h}$$

$$R_{\text{konveksi}} = \frac{1}{2 \pi 0.094 \text{ m } 45,99 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}}$$

$$R_{\text{konveksi}} = 0.03683 \text{ m K / W}$$

Sehingga nilai thermal resistance total adalah

$$\begin{aligned} R_{\text{total}} &= R_{\text{pipa}} + R_{\text{insulasi}} + R_{\text{konveksi}} \\ &= 0.00124 + 0.24534 + 0.03683 \\ &= 0.28343 \text{ m K / W} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan nilai thermal resistance untuk setiap kecepatan dan ketebalan insulasi dapat dilihat pada tabel 4.5 a , b, c.

**Tabel 4.5a** Hasil perhitungan nilai thermal resistance kecepatan angin 5 m/s

tebal insulasi (m)	Rins	Rconv	R pipa	Rtot
0	0	0.04002	0.00124	0.04127
0.01	0.24535	0.03683	0.00124	0.28343
0.02	0.46587	0.03450	0.00124	0.50162
0.03	0.66613	0.03249	0.00124	0.69986
0.04	0.84954	0.03075	0.00124	0.88154
0.05	1.01872	0.02920	0.00124	1.04916
0.06	1.17572	0.02783	0.00124	1.20480
0.07	1.32217	0.02661	0.00124	1.35002
0.08	1.45941	0.02550	0.00124	1.48615
0.09	1.58851	0.02450	0.00124	1.61426
0.1	1.71041	0.02358	0.00124	1.73523

**Tabel 4.5b** Hasil perhitungan nilai thermal resistance kecepatan angin 3 m/s

tebal insulasi (m)	Rins	Rconv	R pipa	Rtot
0	0	0.06859	0.00124	0.06984
0.01	0.24535	0.06330	0.00124	0.30990
0.02	0.46587	0.05951	0.00124	0.52662
0.03	0.66613	0.05623	0.00124	0.72361
0.04	0.84954	0.05333	0.00124	0.90412
0.05	1.01872	0.05080	0.00124	1.07077
0.06	1.17572	0.04855	0.00124	1.22551
0.07	1.32217	0.04652	0.00124	1.36993
0.08	1.45941	0.04466	0.00124	1.50531

0.09	1.58851	0.04299	0.00124	1.63275
0.1	1.71041	0.04146	0.00124	1.75311

**Tabel 4.5c** Hasil perhitungan nilai thermal resistance kecepatan angin 1 m/s

tebal insulasi (m)	Rins	Rconv	R pipa	Rtot
0	0	0.13461	0.00124	0.13585
0.01	0.24535	0.12436	0.00124	0.37096
0.02	0.46587	0.11683	0.00124	0.58395
0.03	0.66613	0.11034	0.00124	0.77771
0.04	0.84954	0.10475	0.00124	0.95554
0.05	1.01872	0.09980	0.00124	1.11977
0.06	1.17572	0.09546	0.00124	1.27242
0.07	1.32217	0.09158	0.00124	1.41499
0.08	1.45941	0.08809	0.00124	1.54874
0.09	1.58851	0.08492	0.00124	1.67468
0.1	1.71041	0.08200	0.00124	1.79365

## 5. Mencari nilai Heat Loss

Transfer panas yang terjadi pada pipa uap panas berlangsung dari dalam pipa ke luar pipa atau sekeliling hal dikarenakan temperatur di dalam pipa lebih besar dari pada temperatur sekeliling. Salah satu transfer panas yang terjadi adalah akibat dari adanya transfer panas secara konduksi yang nantinya akan menyebabkan kehilangan panas atau heat loss. Sehingga perlu dilakukan insulasi pada pipa untuk mengurain heat loss tersebut. Untuk menentukan heat loss dapat di cari dengan menggunakan rumus :

$$q = \frac{\Delta T}{R_{total}} = \frac{T_1 - T}{R_{total}}$$

Dimana  $R_{tot}$  adalah  $R_{konduksi \text{ pipa}} + R_{konduksi \text{ insulasi}} + R_{konveksi}$  yang dari perhitungan thermal resistance persatuan panjang di dapat 0.27429 m K / W. sehingga heat loss per satuan panjang adalah :

$$q/l = \frac{(773 \text{ K} - 300 \text{ K})}{0.27429 \text{ m K/W}}$$

$$q/l = 1724.42 \text{ W / m}$$

Hasil dari perhitungan Hasil perhitungan nilai heat loss untuk setiap kecepatan dan ketebalan insulasi dapat dilihat pada tabel 4.6.

**Tabel 4.6** Hasil perhitungan Heat loss

tebal insulasi (m)	q/l (5 m/s)	q/l (3 m/s)	q/l (1 m/s)
0	11461.74	6773.0056	3481.77
0.01	1668.85	1526.3184	1275.07
0.02	942.95	898.17527	810.00
0.03	675.85	653.66945	608.19
0.04	536.56	523.15891	495.01
0.05	450.84	441.73792	422.41
0.06	392.60	385.96172	371.73
0.07	350.36	345.27229	334.28
0.08	318.27	314.22159	305.41
0.09	293.01	289.69588	282.44
0.1	272.59	269.80597	263.71

6. Mencari ketebalan insulasi optimum
  - a. Menentukan biaya energi yang hilang per tahun (B)  
Waktu operasi 1 tahun = 8424 jam

Heat loss/m ketebalan 10 mm kecepatan angin 5 m/s  
 $= 1724.42 \text{ W/m}$

Harga bahan bakar batubara = 0.0621 \$/kg

Heating value bahan bakar =  $28.03 \times 10^6 \text{ J/kg}$

Efisiensi = 0.7

$$B = \frac{8424 \text{ jam} \times 3600 \text{ s} \times 1724.42 \frac{\text{J}}{\text{ms}} \times 0.0621 \text{ $/kg}}{28.03 \times 10^6 \text{ J/kg} \times 0.7}$$

$$B = 164.14 \text{ $/m}$$

- b. Menentukan biaya insulasi ( $C_{\text{ins}}$ )

Harga insulasi per mm per meter = 1.509 \$/m

Harga tebal insulasi 10 mm per meter =  $10 \times 1.509 = 15.09 \text{ $/m}$

- c. Menentukan biaya total ( $C_{\text{tot}}$ )

$$C_{\text{tot}} = 164.14 \text{ $/m} + 15.09 \text{ $/m} \\ = 179.23 \text{ $/m}$$

- d. Saving energy per tahun

$$S = \text{biaya tanpa insulasi} - \text{biaya dengan insulasi} \\ = 1446.07 - 179.23 \\ = 1266.83 \text{ $/m}$$

Hasil perhitungan untuk setiap ketebalan dari 10 mm sampai 100 mm untuk mencari ketebalan optimum terlampir.

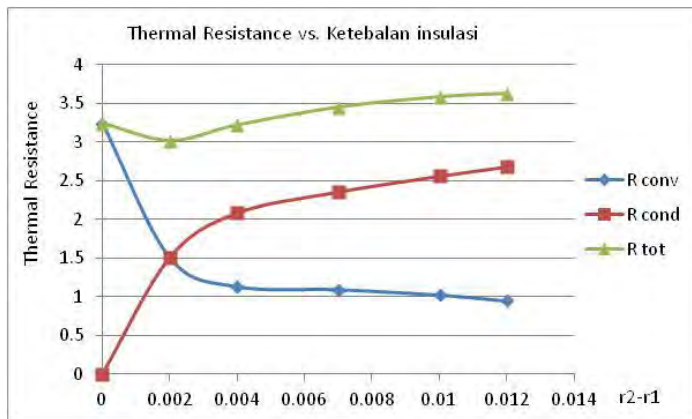
### 4.3 Analisa *Critical Radius* dan Distribusi Temperatur

Berdasarkan data yang didapat dari hasil simulasi, akan dianalisa pengaruh kecepatan angin dan ketebalan insulasi terhadap distribusi temperatur dan *critical radius* insulasi. Data yang akan di ulas dalam penelitian ini meliputi fenomena distribusi temperatur yang terjadi pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi pengaruh perbedaan kecepatan angin dan

fenomena *critical radius* insulasi. Analisa perpindahan panas secara kuantitatif akan digunakan untuk memperkuat bahasan penelitian ini terkait *critical radius* insulasi.

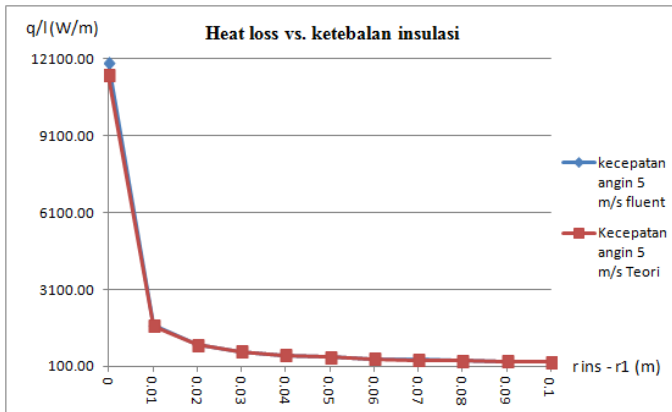
#### 4.3.1 Analisa Critical Radius dan Ketebalan Optimum Insulasi

Sebagai bahasan awal terkait critical radius, digunakan kawat dengan diameter 30 mm. Hasil yang didapat ditunjukkan oleh gambar 4.1.

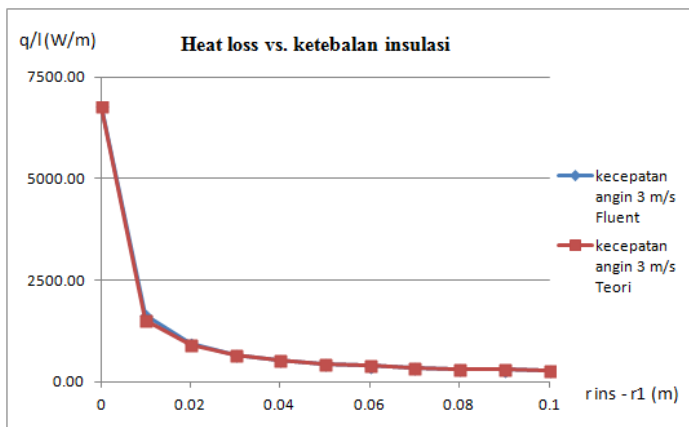


**Gambar 4.1** Thermal resistance konduksi, konveksi dan total pada pipa diameter 30 mm

Gambar 4.1 menunjukkan bahwa thermal resistance total akan turun dengan penambahan insulasi sampai mencapai minimum, kemudian akan naik dengan penambahan insulasi. Critical radius terjadi pada nilai thermal resistance total minimum yaitu pada ketebalan 2 mm atau radius 17 mm. Dari fenomena tersebut, dilakukan analisa terhadap pipa uap panas dengan diameter yang besar, dan didapat hasil seperti pada gambar 4.2, 4.3 dan 4.4..

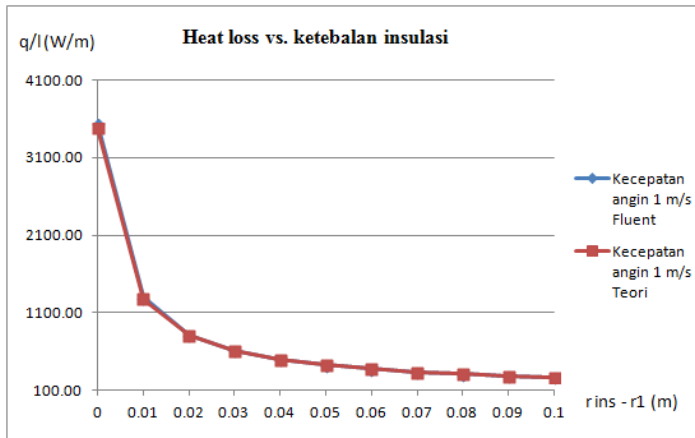


**Gambar 4.2** Pengaruh kecepatan angin 5 m/s terhadap heat loss pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi

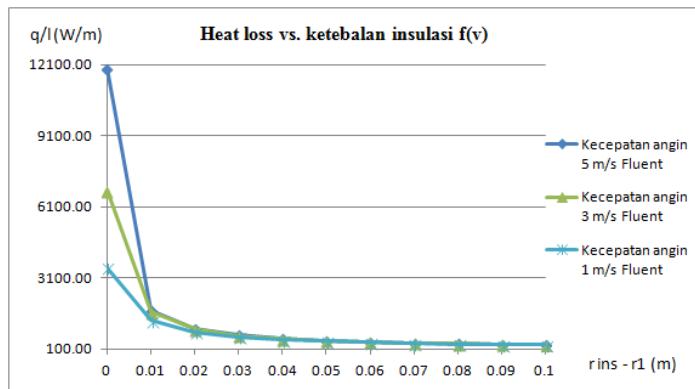


**Gambar 4.3** Pengaruh kecepatan angin 3 m/s terhadap heat loss pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi





**Gambar 4.4** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap heat loss pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi



**Gambar 4.5** Pengaruh kecepatan angin terhadap heat loss pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi

Gambar 4.2, Gambar 4.3 dan Gambar 4.4, menunjukkan bahwa heat loss terbesar terjadi ketika tidak adanya penambahan

insulasi dan terkecil terjadi pada penambahan insulasi 100 mm. Dari ketiga grafik tersebut heat loss akan turun dengan bertambahnya ketebalan insulasi. Pada kecepatan angin 5 m/s heat loss tanpa insulasi sebesar 11953.6 W/m untuk hasil simulasi dan 11641,74 W/m untuk hasil teori, kecepatan angin 3 m/s heat loss sebesar 6785,8 W/m untuk hasil simulasi dan 6773.01 W/m untuk hasil teori dan kecepatan angin 1 m/s sebesar 3538.84 W/m untuk hasil simulasi dan 3481.77 W/m untuk hasil teori. Sedangkan saat diberi insulasi 100 mm heat loss yang didapat untuk simulasi dan teori pada kecepatan 5 m/s sebesar 272,78 W/m dan 272,59 W/m, kecepatan 3 m/s sebesar 270,63 W/m dan 269,81 W/m dan kecepatan 1 m/s sebesar 264,38 W/m dan 263,71 W/m. Dari data tersebut, heat loss akan turun ketika kecepatan angin turun. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.5. Penurunan heat loss secara signifikan, terjadi akibat perbedaan kecepatan angin terjadi pada pipa tanpa insulasi. Sedangkan pada penambahan insulasi, pengaruh dari kecepatan angin tidak menunjukkan perbedaan heat loss secara signifikan.

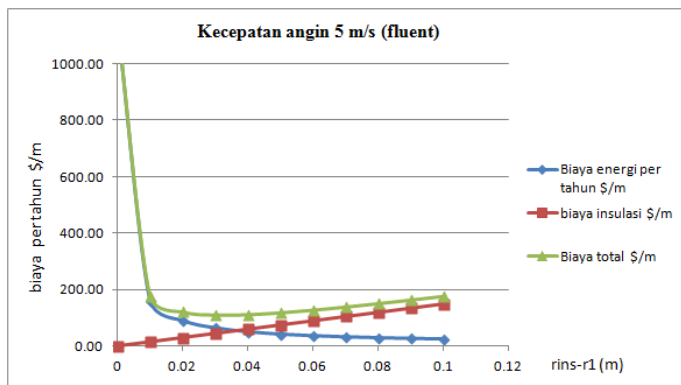
Dari hasil tersebut diatas, semakin tinggi kecepatan angin menjadikan nilai dari heat loss semakin besar. Sesuai dengan rumus :

$$q = \frac{\Delta T}{R_{total}}, Re_D = \frac{\rho v D}{\mu}, Nu = C Re^m Pr^{1/3} h = \frac{Nu \times k_{udara}}{d_{ins}},$$

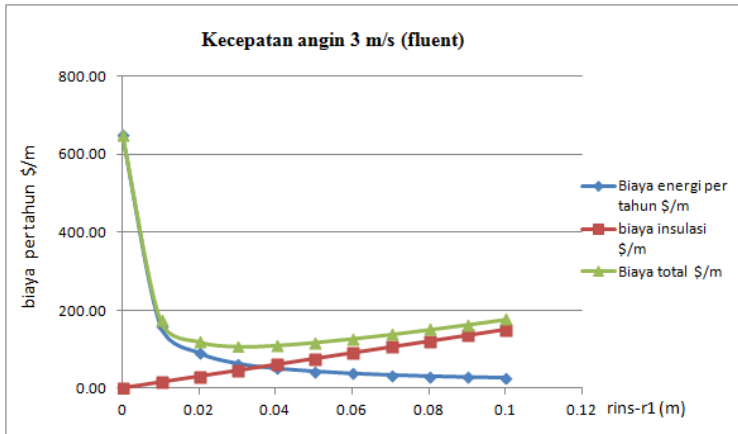
$$R_{konveksi} = \frac{1}{2 \pi r_{ins} h}$$

dari rumus tersebut menunjukkan bahwa ketika kecepatan angin naik, maka Reynolds number dan koefisien konveksi juga akan naik. Nilai dari koefisien konveksi berbanding terbalik dengan thermal resistance, sehingga thermal resistance akan

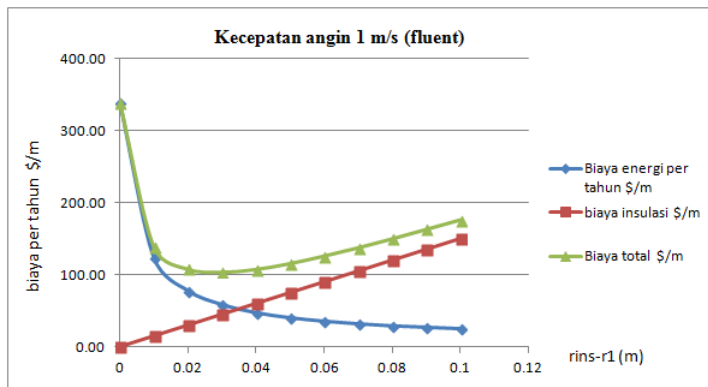
turun. Sehingga nilai heat loss semakin turun. Jadi, semakin besar kecepatan angin, maka nilai heat loss semakin besar dan sebaliknya. Dalam kaitannya dengan critical radius, dimana akan terjadi, jika nilai dari heat loss bertambah besar ketika ditambahkan insulasi sampai heat loss mencapai maksimum, kemudian akan turun dengan penambahan insulasi. Pada nilai heat loss maksimum tersebut, itulah nilai dari critical radius. Dengan mengetahui nilai dari critical radius, penambahan insulasi yang dimulai dari nilai tersebut akan sangat efektif untuk pipa uap panas[3]. Pada penelitian ini, heat loss semakin turun jika ditambah insulasi sehingga tidak terjadi critical radius. Akan tetapi dengan turunnya nilai heat loss tersebut, penambahan insulasi akan menguntungkan. Sehingga perlu dilakukan evaluasi ketebalan insulasi untuk mendapatkan nilai optimum dari insulasi tersebut. Dengan membandingkan biaya energi akibat heat loss yang terjadi dan biaya pengeluaran yang dibutuhkan untuk menambahkan insulasi. Seperti terlihat pada Gambar 4.6a, b, c, Gambar 4.7a, b, c dan Gambar 4.8a, b, c.



**Gambar 4.6a** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas batubara dengan kecepatan angin 5 m/s



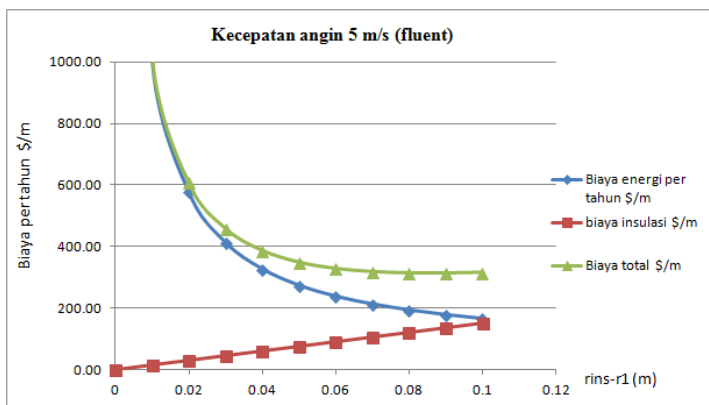
**Gambar 4.6b** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas batubara dengan kecepatan angin 3 m/s



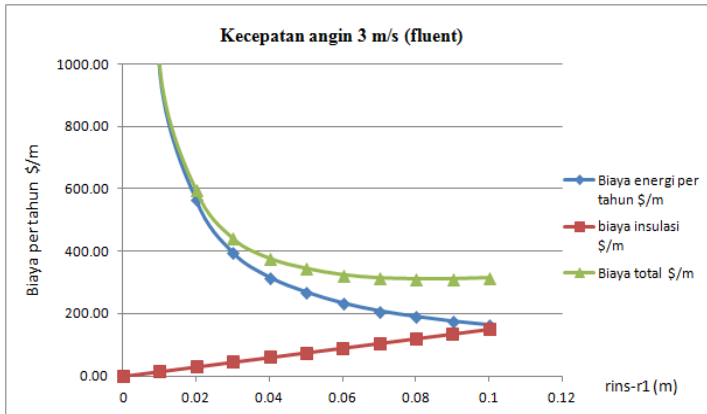
**Gambar 4.6c** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas batubara dengan kecepatan angin 1 m/s

Dari Gambar 4.6a, b, c menunjukkan ketebalan optimum yang didapatkan dari material insulasi glasswool dan sumber

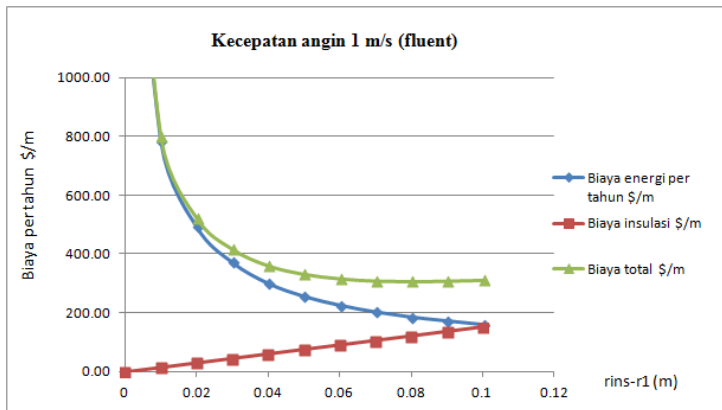
panas batubara untuk hasil heat loss dari simulasi. Dari gambar 4.6a, b, c biaya insulasi bertambah dengan bertambahnya ketebalan insulasi. Biaya energi yang dikeluarkan akibat heat loss, akan turun dengan penambahan ketebalan insulasi. Dari kedua data tersebut didapatkan nilai total biaya yang dikeluarkan, dimana biaya total akan turun dengan penambahan insulasi sampai 38 mm dan akan naik setelahnya. Sehingga ketebalan insulasi optimum adalah 38 mm. Efek dari kecepatan angin untuk gambar 4.6a, b, c tidak menunjukkan pengaruh yang besar untuk menentukan ketebalan insulasi optimum. Dimana hasil ketebalan optimum berada pada ketebalan 38 mm. Untuk total biaya yang dikeluarkan akibat dari kecepatan angin 5 m/s, 3 m/s, 1 m/s berturut-turut adalah 110,88 \$/m per tahun, 108,16 \$/m per tahun dan 104,19 \$/m per tahun. Hasil ketebalan optimum diatas, merupakan hasil dari ketebalan optimum dengan sumber panas batubara. Hal yang berbeda akan terjadi ketika menggunakan sumber panas yang lain dengan nilai heat loss yang sama. Seperti untuk sumber panas fuel oil dan gas alam, evaluasi ketebalan optimum untuk fuel oil dan gas alam ditunjukkan gambar 4.7a, b, c dan gambar 4.8a, b, c.



**Gambar 4.7a** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas fuel-oil dengan kecepatan angin 5 m/s



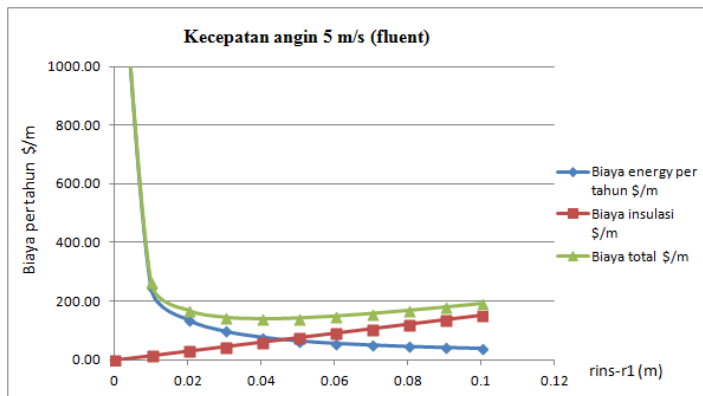
**Gambar 4.7b** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas fuel-oil dengan kecepatan angin 3 m/s



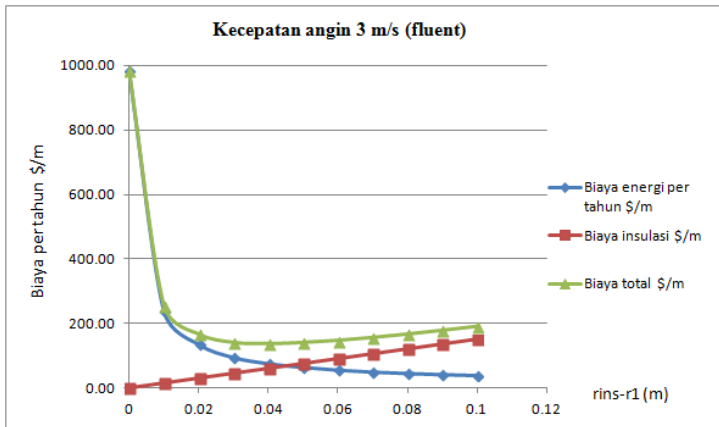
**Gambar 4.7c** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas fuel-oil dengan kecepatan angin 1 m/s

Dari Gambar 4.7a, b, c menunjukkan ketebalan optimum yang didapatkan dari material insulasi glasswool dan sumber

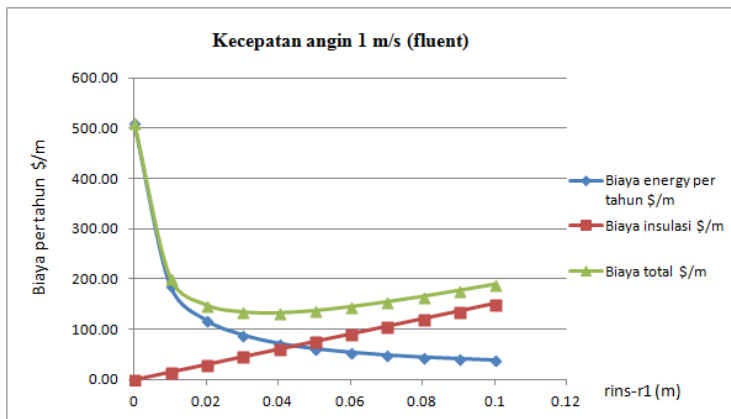
panas fuel oil untuk hasil heat loss dari simulasi. Dari gambar 4.7a nilai total biaya yang dikeluarkan turun dengan penambahan insulasi sampai 100 mm dan akan naik setelahnya. Sehingga didapatkan ketebalan insulasi optimum pada sumber panas fuel oil pada ketebalan 100 mm. Biaya total yang dikeluarkan sebesar 313,88 \$/m per tahun. Hasil yang sama juga diperoleh untuk kecepatan angin 3 m/s dan 1 m/s seperti pada gambar 4.7b dan 4.7c, ketebalan insulasi optimum adalah 100 mm. Untuk biaya total yang dikeluarkan sebesar 314,58 \$/m per tahun dan 310,50 \$/m per tahun. Untuk sumber panas gas alam ketebalan optimum yang didapat, seperti terlihat pada gambar 4.8a, b, c.



**Gambar 4.8a** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas gas alam dengan kecepatan angin 5 m/s



**Gambar 4.8b** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas gas alam dengan kecepatan angin 3 m/s



**Gambar 4.8c** Biaya insulasi dan energi investment sumber panas gas alam dengan kecepatan angin 1 m/s

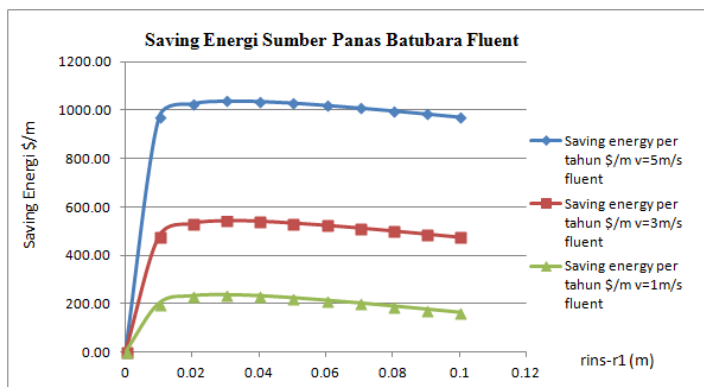
Seperti sumber panas batubara dan fuel oil, dengan material insulasi yang sama yaitu glasswool, hasil yang didapat untuk ketebalan optimum dari sumber panas gas alam ditunjukkan



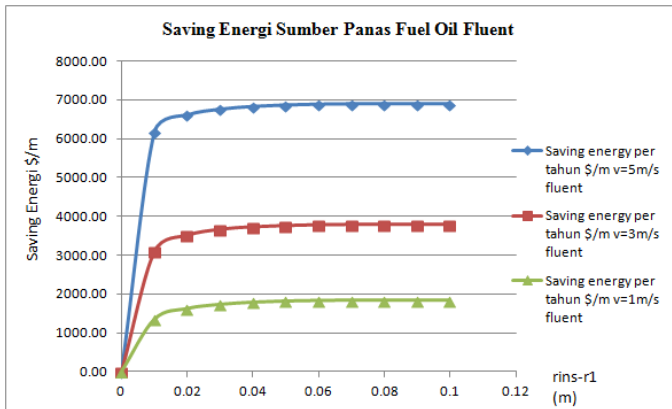
pada gambar 4.8a, b dan c. Dari gambar 4.9a, b dan c ketebalan insulasi optimum didapatkan pada ketebalan 43 mm. Biaya total yang dikeluarkan pada ketebalan optimum kecepatan angin 5 m/s, 3 m/s dan 1 m/s berturut-turut adalah 138,63 \$/m per tahun, 136,24 \$/m per tahun dan 132,19 \$/m per tahun.

Dari setiap sumber panas, biaya total yang dikeluarkan berbeda untuk setiap kecepatan angin. Hal ini dikarenakan heat loss yang terjadi pada setiap kecepatan angin berbeda, sehingga menyebabkan biaya yang dikeluarkan akibat heat loss tersebut juga berbeda. Dari ketiga sumber panas tersebut grafik menunjukkan trend yang sama untuk biaya energi yang dikeluarkan per tahun ketika di tambahkan insulasi. Perbedaan ketebalan insulasi optimum dikarenakan biaya yang dikeluarkan untuk setiap sumber panas tersebut berbeda. Semakin mahal biaya sumber panas, ketebalan insulasi optimum semakin besar.

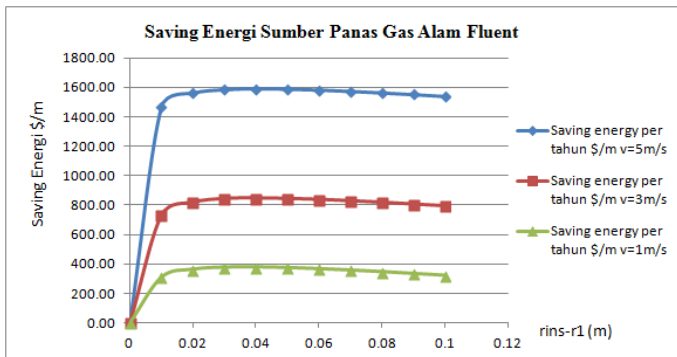
Saving energy yang didapat per tahun untuk setiap sumber panas dan kecepatan angin, seperti terlihat pada gambar 4.9, 4.10, 4.11.



**Gambar 4.9** Pengaruh kecepatan angin terhadap saving energy per tahun dengan sumber panas batubara



**Gambar 4.10** Pengaruh kecepatan angin terhadap saving energy per tahun dengan sumber panas fuel oil



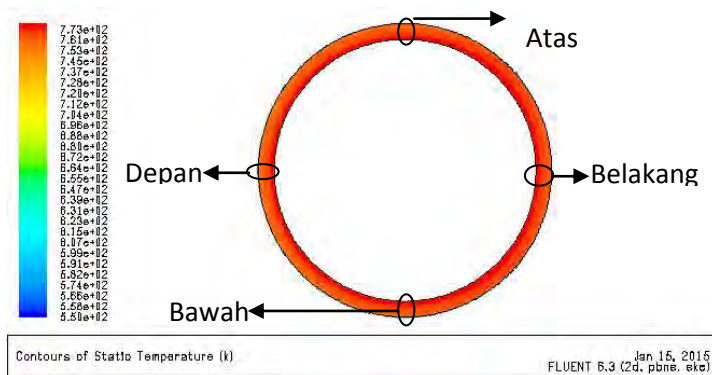
**Gambar 4.11** Pengaruh kecepatan angin terhadap saving energy per tahun dengan sumber panas gas alam

Hasil dari gambar 4.9, 4.10, 4.11 dievaluasi dari biaya total yang dikeluarkan untuk pipa tanpa insulasi dikurangi dengan biaya total pipa dengan insulasi. Terlihat pada gambar 4.9, 4.10, 4.11 bahwa saving energy paling tinggi di dapat dari kecepatan

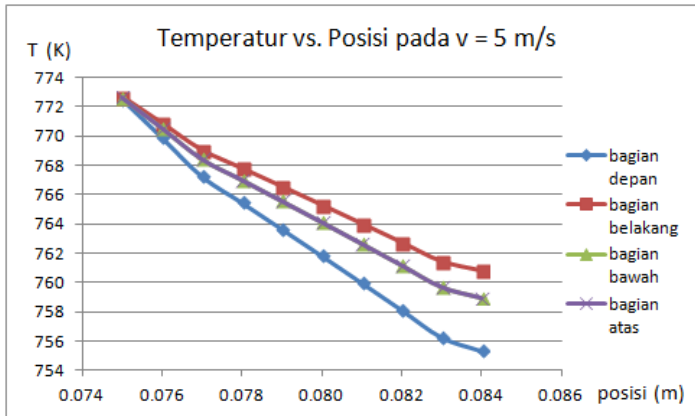
angin 5 m/s. Hal ini dikarenakan heat loss yang terjadi pada pipa tanpa insulasi lebih besar, menjadikan biaya yang dikeluarkan akan lebih besar, sehingga saving energy juga akan lebih besar. Untuk sumber panas fuel oil, saving energy per tahun pada ketebalan optimum akibat pengaruh dari kecepatan angin 5 m/s, 3 m/s, 1 m/s sebesar 6913,88 \$/m, 3789,39 \$/m, 1829,6 \$/m. Saving energy untuk sumber panas gas alam pada ketebalan optimum pengaruh kecepatan angin 5 m/s, 3 m/s, 1 m/s per tahun sebesar 1592,1 \$/m, 846,33 \$/m, 380,22 \$/m dan untuk sumber panas batubara saving energy per tahun sebesar 1036,46 \$/m, 543,15 \$/m dan 235,48 \$/m.

Dari ketiga sumber panas tersebut, hasil saving energy terbesar didapat pada sumber panas fuel oil. Hal ini disebabkan harga dari sumber panas fuel oil lebih besar dibandingkan gas alam dan batubara.

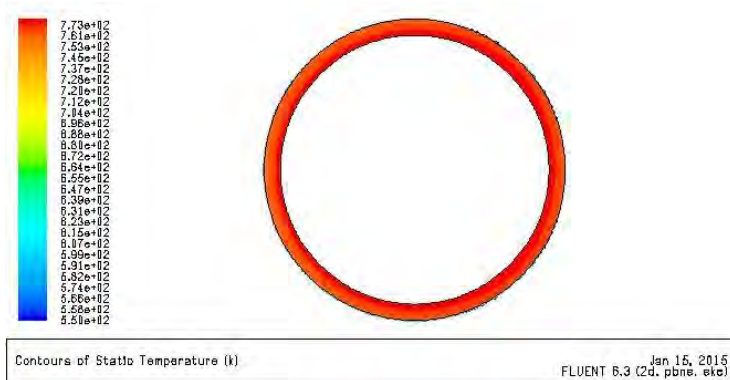
#### 4.3.2 Analisa Distribusi Temperatur Terhadap Posisi Titik pada Ketebalan Pipa Tanpa Insulasi



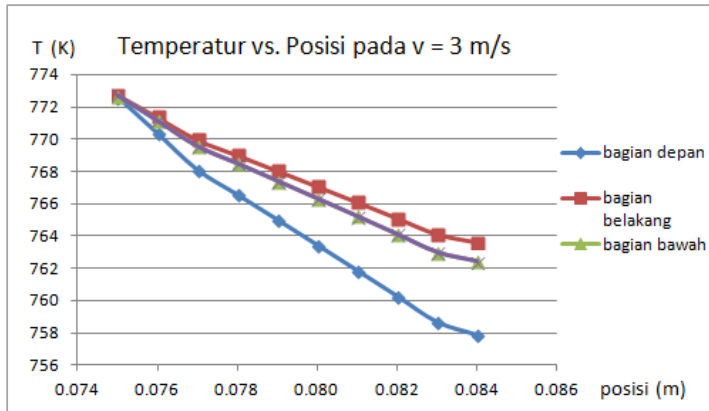
**Gambar 4.12** Kontur distribusi temperatur pipa tanpa insulasi dengan kecepatan angin 5 m/s



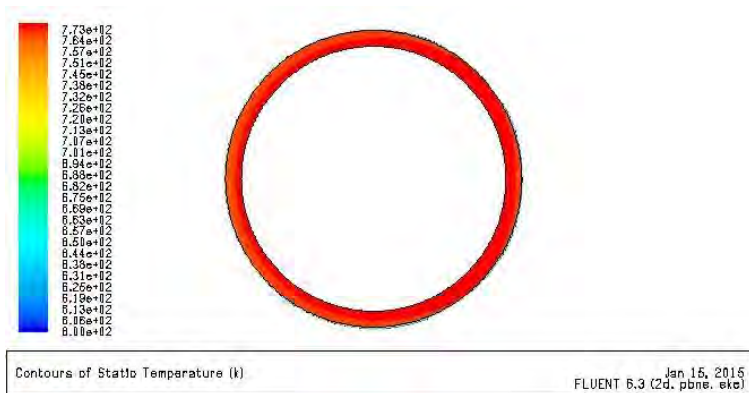
**Gambar 4.13** Pengaruh kecepatan angin 5 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa tanpa insulasi



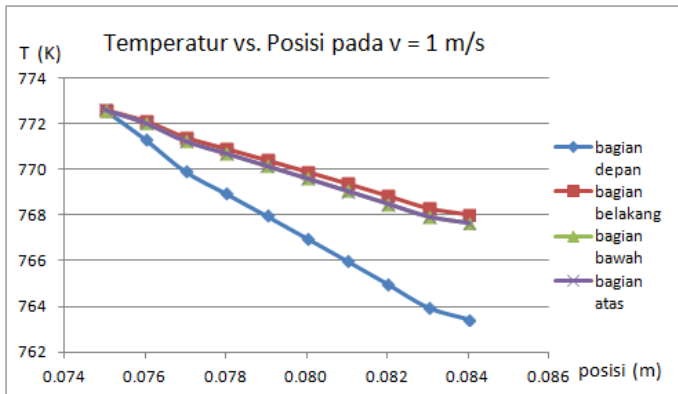
**Gambar 4.14** Kontur distribusi temperatur pipa tanpa insulasi dengan kecepatan angin 3 m/s



**Gambar 4.15** Pengaruh kecepatan angin 3 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa tanpa insulasi



**Gambar 4.16** Kontur distribusi temperatur pipa tanpa insulasi dengan kecepatan angin 1 m/s



**Gambar 4.17** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa tanpa insulasi

Gambar 4.13, Gambar 4.15 dan Gambar 4.17 menunjukkan trend grafik distribusi temperatur terhadap posisi pada ketebalan pipa. Dari ketiga grafik memperlihatkan trend grafik yang sama yaitu temperatur turun ketika posisi bertambah besar di setiap bagian. Terlihat pada grafik bahwa posisi bagian depan pada pipa mempunyai temperatur yang lebih rendah dibandingkan bagian atas dan bawah serta bagian belakang. Temperatur permukaan luar bagian depan pada posisi 0.084 m dengan pengaruh kecepatan angin 5 m/s, 3 m/s, 1 m/s berturut-turut adalah 755,4 K, 757,8 K dan 763,5K. Pengaruh kecepatan angin 5 m/s, 3 m/s, 1 m/s pada bagian atas dan bawah mempunyai nilai temperatur yang sama, yaitu 758,5 K, 762,4K dan 767,6K. Untuk bagian belakang pipa, temperatur permukaan luar pipa pada 5 m/s, 3 m/s, 1 m/s berturut-turut sebesar 760,8K, 763,6K dan 768K.

Sesuai dengan rumus perpindahan panas konveksi, dimana semakin tinggi kecepatan angin, maka nilai koefisien

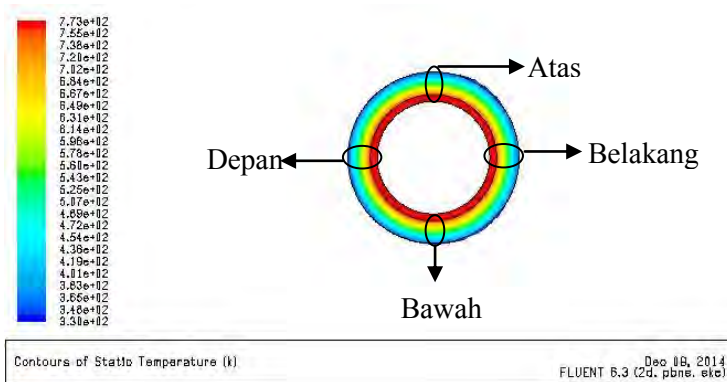
konveksi lebih tinggi, sehingga perbedaan temperatur pada ketebalan lebih besar.

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu}, \quad Nu = C Re^m Pr^{1/3}, \quad h = \frac{Nu \times \text{kudara}}{\text{dins}}, \quad R_{\text{konveksi}} = \frac{1}{2 \pi r_{\text{ins}} L h}, \quad R_{\text{konduksi}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \pi k L}$$

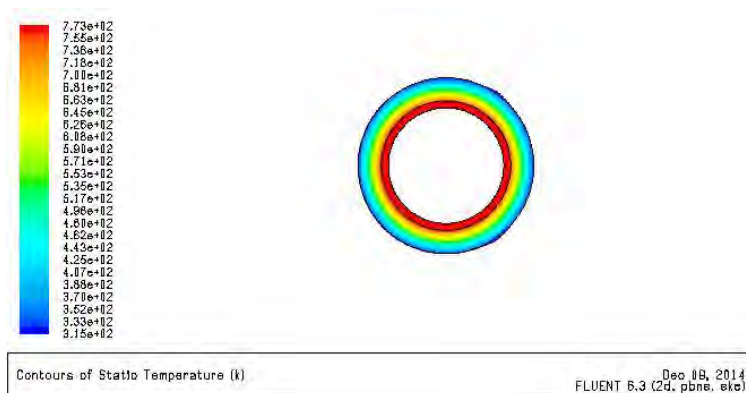
$$\frac{q_{\text{koveksi}}}{R_{\text{konveksi}}} = \frac{q_{\text{konduksi}}}{R_{\text{konduksi}}}$$

Dari rumus Reynolds number dapat diketahui bahwa semakin tinggi kecepatan angin, nilai Reynolds number akan semakin tinggi. Dari rumus Nusselt number, nilai Reynolds number berbanding lurus dengan nilai Nusselt number dan nilai Nusselt number berbanding lurus dengan nilai koefisien konveksi. Dengan semakin tinggi Reynolds number, nilai Nusselt number dan koefisien konveksi semakin tinggi. Sehingga sesuai dengan rumus  $q_{\text{koveksi}} = q_{\text{konduksi}}$ , nilai dari delta temperatur  $q_{\text{konduksi}}$  akan semakin besar. Jadi, dapat disimpulkan bahwa dengan semakin tingginya kecepatan angin, penurunan temperatur pada permukaan pipa akan semakin besar.

### 4.3.3 Analisa Distribusi Temperatur Terhadap Posisi Titik pada Ketebalan Pipa dengan Insulasi

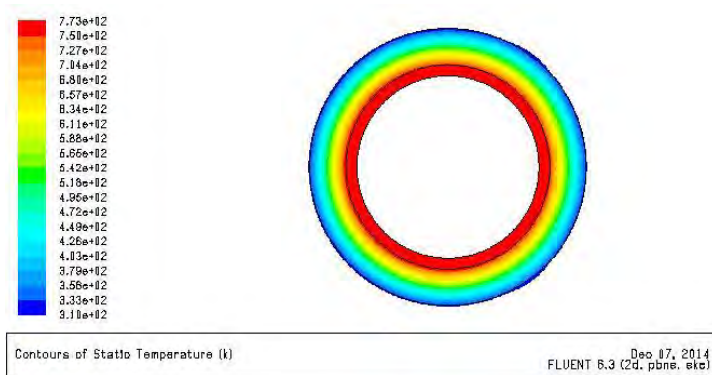


**Gambar 4.18** Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 30 mm dengan kecepatan angin 1 m/s

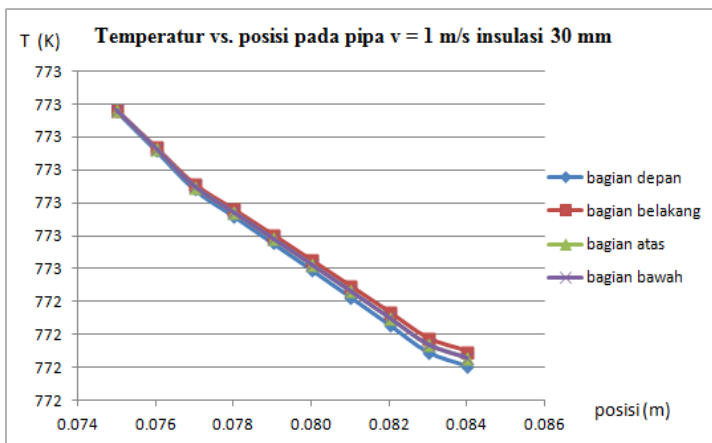


**Gambar 4.19** Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 30 mm dengan kecepatan angin 3 m/s

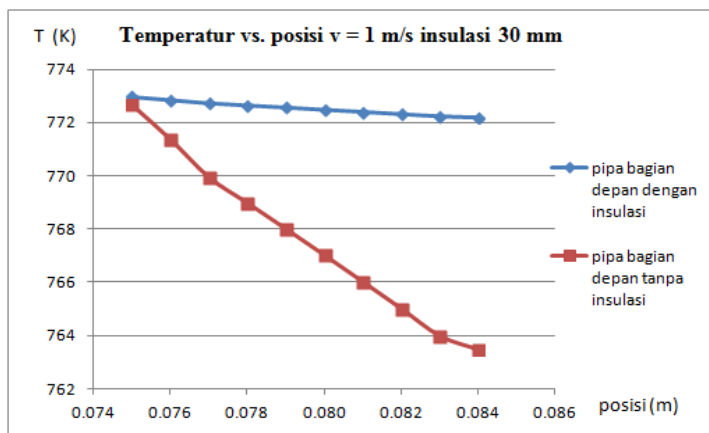




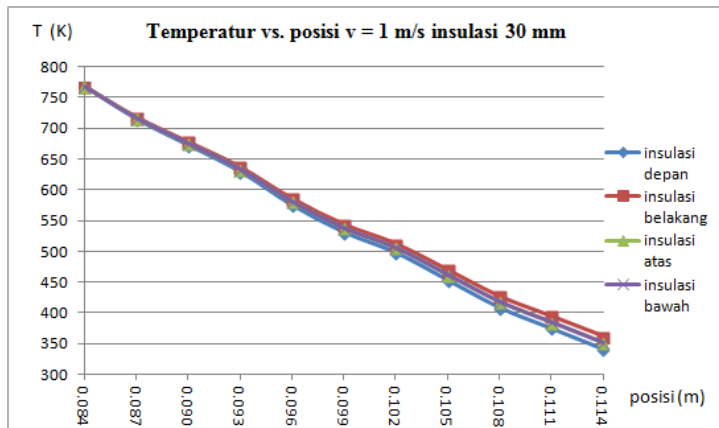
**Gambar 4.20** Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 30 mm dengan kecepatan angin 5 m/s



**Gambar 4.21** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa dengan insulasi 30 mm



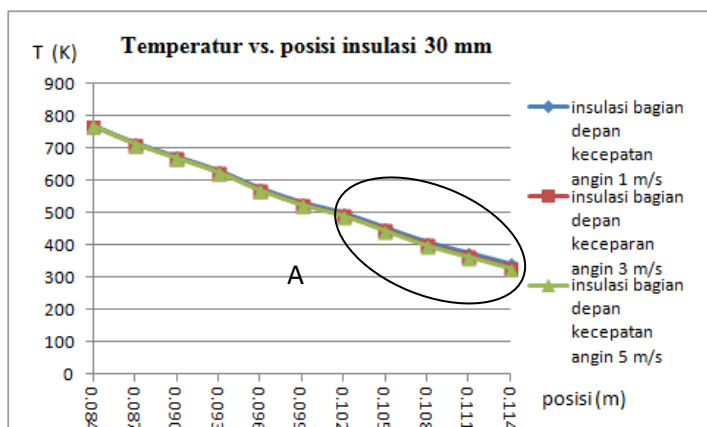
**Gambar 4.22** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa tanpa insulasi dan dengan insulasi 30 mm



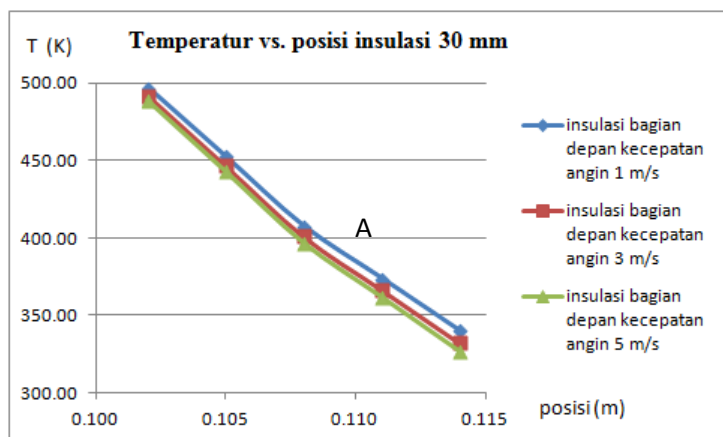
**Gambar 4.23** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada insulasi 30 mm

Gambar 4.21 menunjukkan distribusi temperatur pada bagian pipa dengan insulasi 30 mm. Terlihat bahwa penurunan temperatur pada pipa yang di insulasi relatif kecil. Pada bagian depan posisi 0.084 m nilai temperatur sebesar 772,20 K dari nilai temperatur permukaan dalam pipa sebesar 773 K . Hal yang serupa terjadi pada pipa bagian atas, bawah dan belakang yang menjadi posisi analisa, yaitu sebesar 772,23 K. Pada bagian analisa atas dan bawah sebesar 772,25 K. Dari data tersebut menunjukkan bahwa tidak terjadi penurunan temperatur secara signifikan dibandingkan dengan pipa yang tidak diinsulasi. Seperti terlihat pada gambar 4.22.

Gambar 4.23 menunjukkan fenomena distribusi temperatur pada insulasi 30 mm dengan kecepatan angin 1 m/s. Untuk semua bagian yang dianalisa yaitu bagian depan, belakang, atas dan bawah, temperatur menunjukkan trend menurun. Pada bagian depan, permukaan luar insulasi mempunyai nilai temperatur sebesar 326,79 K pada bagian atas dan bawah nilai temperatur sebesar 324,91 K dan pada bagian belakang sebesar 336,41 K. Sedangkan pengaruh dari kecepatan angin untuk distribusi temperatur pada insulasi bagian depan, seperti pada gambar 4.24.

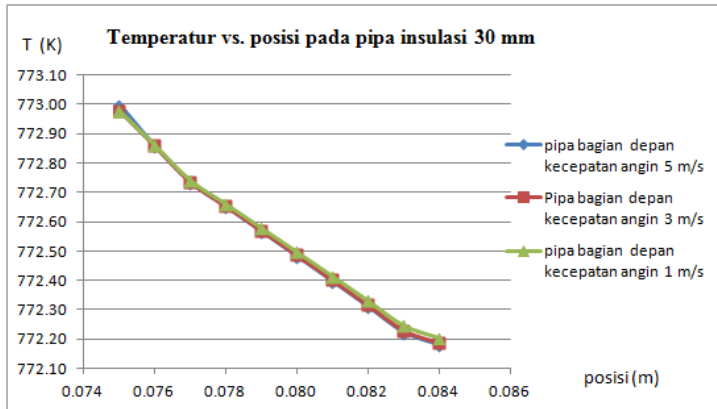


**Gambar 4.24** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s, 3 m/s, 5 m/s terhadap distribusi temperatur pada insulasi 30 mm



Pengaruh dari kecepatan angin terhadap distribusi temperatur permukaan luar insulasi yaitu pada kecepatan angin 1 m/s, memiliki temperatur lebih besar dari pada kecepatan angin 3 m/s dan 5 m/s. Pada kecepatan angin 1 m/s temperatur permukaan

luar insulasi sebesar 340,77 K. Pada kecepatan angin 3 m/s sebesar 332,43 K dan kecepatan angin 5 m/s sebesar 326,79 K. Nilai temperatur permukaan luar pada pipa yang di insulasi, memiliki nilai yang sama untuk setiap pengaruh kecepatan angin. Seperti terlihat pada gambar 4.25.



**Gambar 4.25** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s, 3 m/s, 5 m/s terhadap distribusi temperatur pada pipa bagian depan dengan insulasi 30 mm

Gambar 4.25 menunjukkan distribusi temperatur pada pipa dengan insulasi 30 mm bagian depan dengan kecepatan angin 1 m/s, 3 m/s, 5 m/s. Nilai dari temperatur pada kecepatan angin 1 m/s, 3 m/s dan 5 m/s berturut-turut sebesar 772,20 K, 772,19 K dan 772,18 K.

Dari nilai tersebut menunjukkan bahwa perbedaan kecepatan angin, tidak berpengaruh terhadap nilai temperatur pada permukaan luar pipa setelah di insulasi. sesuai dengan rumus :

$$R_{\text{konveksi}} = \frac{1}{2 \pi r_{\text{ins}} L h} \quad , \quad R_{\text{konduksi pipa}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \pi k_{\text{pipa}} L} \quad , \quad R_{\text{konduksi insulasi}} = \frac{\ln(r_{\text{ins}}/r_2)}{2 \pi k_{\text{ins}} L}$$

$$q_{\text{konveksi}} = q_{\text{konduksi insulasi}} = q_{\text{konduksi pipa}}$$

$$\frac{(T_{\text{out insulasi}} - T_{\infty})}{\frac{1}{2 \pi r_{\text{ins}} L h}} = \frac{(T_{\text{out pipa}} - T_{\text{out insulasi}})}{\frac{\ln(r_{\text{ins}}/r_2)}{2 \pi k_{\text{ins}} L}} = \frac{(T_{\text{in pipa}} - T_{\text{out pipa}})}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \pi k_{\text{pipa}} L}}$$

Dimana :

$q_{\text{konveksi}}$  = heat transfer konveksi

$q_{\text{konduksi}}$  = heat transfer konduksi

$h$  = koefisien konveksi

$k$  = konduktivitas termal material

$T_{\text{out insulasi}}$  = temperatur permukaan luar insulasi

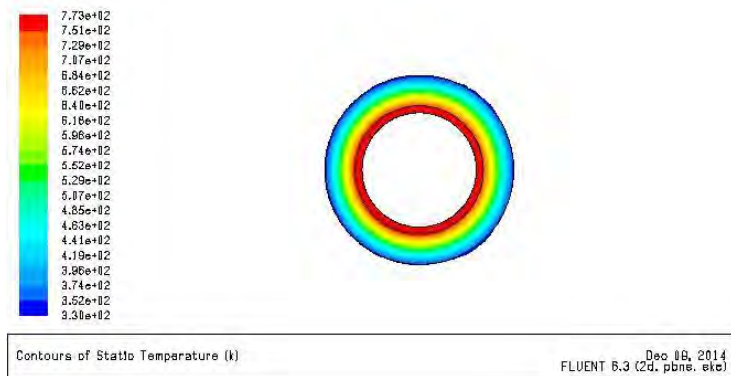
$T_{\text{out pipa}}$  = temperatur permukaan luar pipa

$T_{\text{in pipa}}$  = temperatur permukaan dalam pipa

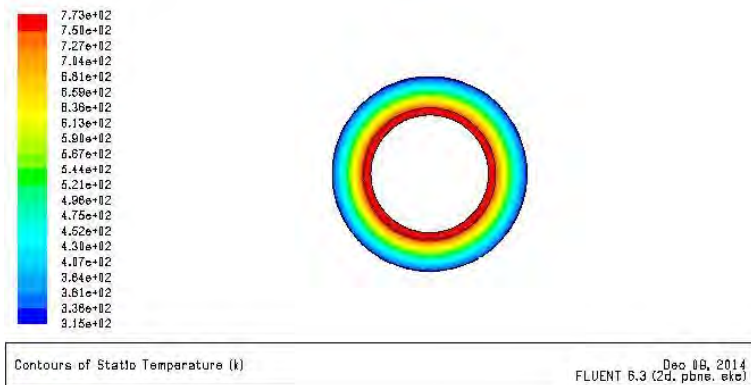
$T_{\infty}$  = temperatur udara

Dari rumus  $q_{\text{konduksi insulasi}} = q_{\text{konduksi pipa}}$  dimana nilai dari  $k_{\text{ins}}$  lebih kecil dari  $k_{\text{pipa}}$ , sehingga menjadikan nilai dari  $(T_{\text{in pipa}} - T_{\text{out pipa}})$  akan kecil. Dari rumus tersebut, hasil dari simulasi sesuai dengan teori, bahwa ketika pipa di insulasi, tidak akan terjadi penurunan temperatur pada pipa secara signifikan. Sedangkan pengaruh dari kecepatan angin terjadi pada temperatur permukaan insulasi. Dari rumus  $q_{\text{konveksi}} = q_{\text{konduksi insulasi}}$ , semakin besarnya nilai dari koefisien konveksi, nilai dari temperatur permukaan insulasi akan semakin turun karena delta temperatur dari permukaan dalam dan permukaan luar insulasi semakin besar. Temperatur yang sama juga akan didapat jika ketebalan insulasi ditambah seperti terlihat pada gambar 4.29. Akan tetapi untuk nilai dari temperatur

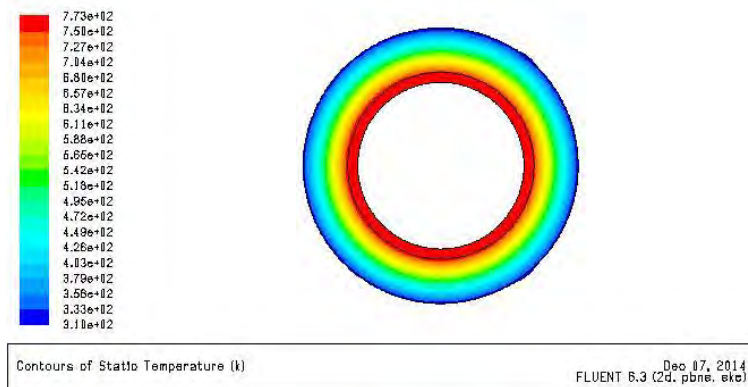
permukaan luar insulasi akan bertambah kecil dengan penambahan ketebalan insulasi tersebut seperti terlihat pada gambar 4.30.



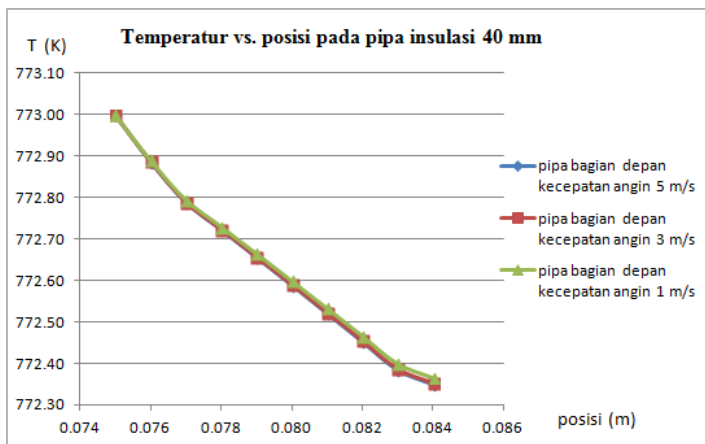
**Gambar 4.26** Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 40 mm dengan kecepatan angin 1 m/s



**Gambar 4.27** Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 40 mm dengan kecepatan angin 3 m/s

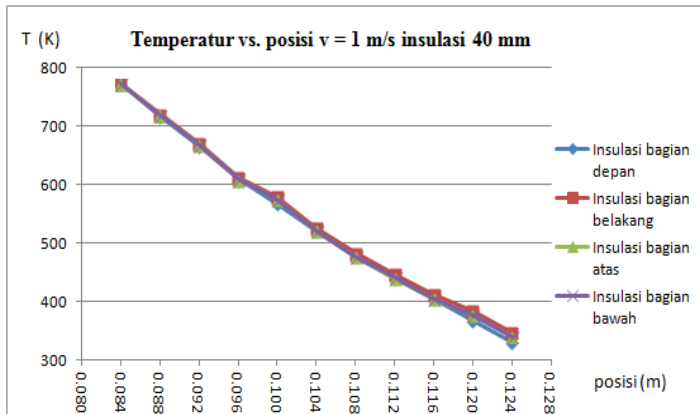


**Gambar 4.28** Kontur distribusi temperatur pipa dengan insulasi 40 mm dengan kecepatan angin 5 m/s



**Gambar 4.29** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s, 3 m/s, 5 m/s distribusi temperatur pada pipa dengan insulasi 40 mm





**Gambar 4.30** Pengaruh kecepatan angin 1 m/s terhadap distribusi temperatur pada insulasi 40 mm

Gambar 2.29 menunjukkan distribusi temperatur pada pipa bagian depan dengan insulasi 40 mm. Dimana nilai dari temperatur masing-masing kecepatan adalah 1 m/s sebesar 772,35 K, 3 m/s sebesar 772,35 K dan 1 m/s sebesar 772,37 K. Nilai dari temperatur pada pipa jika diinsulasi sebesar 30 mm dan 40 mm, tidak terjadi perubahan signifikan. Nilai temperatur tersebut berada di kisaran 772 K. Sedangkan dari Gambar 4.30 menunjukkan trend penurunan temperatur pada ketebalan insulasi 40 mm. Trend tersebut sama dengan trend yang ditunjukkan pada ketebalan insulasi 30 mm, tetapi nilai dari temperatur pada posisi 0,124 m pada insulasi 40 mm lebih rendah dari pada insulasi 30 mm, yaitu sebesar 329,69 K insulasi 30 mm sebesar 340,77 K. Untuk pengaruh kecepatan angin, semakin besar kecepatan angin semakin rendah temperaturnya. Untuk insulasi 40 mm pada bagian depan posisi 0,084 m besear temperatur untuk kecepatan angin 5 m/s adalah 320,53K, kecepatan 3 m/s sebesar 322,27 K,

kecepatan 1 m/s sebesar 329,69K. Dari hal tersebut, dapat disimpulkan bahwa dengan semakin tebalnya insulasi, temperatur akan semakin turun. Sehingga heat loss pada ketebalan 40 mm lebih kecil dibandingkan dengan heat loss pada ketebalan 30 mm. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan insulasi sangat penting untuk menjaga temperatur pada pipa uap panas. Karena ketika terjadi penurunan temperatur, heat loss akan besar dan tekanan uap panas akan turun, sehingga efisiensi dari turbin akan turun.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan analisa dan pembahasan pada bab sebelumnya, maka dapat diambil kesimpulan antara lain :

1. Nilai dari critical radius pada pipa dengan diameter luar 30 mm sebesar 17 mm. sedangkan pada pipa diameter luar 168 mm, tidak terjadi critical radius .
2. Semakin rendah kecepatan angin, Heat loss akan semakin kecil dan semakin besar ketebalan insulasi, Heat loss juga akan semakin kecil. Heat loss terbesar terjadi pada kecepatan angin 5 m/s dengan ketebalan insulasi 0 mm sebesar 11953,6W/m. Heat loss terkecil terjadi pada kecepatan angin 1 m/s dengan ketebalan insulasi 100 mm sebesar 264,38 W/m.
3. Ketebalan optimum dari insulasi untuk sumber panas batubara sebesar 38 mm, gas alam 43 mm, fuel oil 100 mm.
4. Penurunan temperatur pada pipa dengan insulasi akibat variasi kecepatan angin, tidak terlalu signifikan dan dapat dianggap tetap yaitu sekitar 772 K.
5. Semakin besar kecepatan angin, temperatur permukaan luar pipa tanpa insulasi akan semakin kecil. Temperatur permukaan luar pipa tanpa insulasi terkecil terjadi pada kecepatan angin 5 m/s, yaitu sebesar 755,3K dan terbesar terjadi pada kecepatan angin 1 m/s, yaitu 763,4K.
6. Semakin tebal insulasi, temperatur permukaan luar insulasi akan semakin kecil. Temperatur permukaan luar terkecil

terjadi pada pipa dengan insulasi 100 mm dengan kecepatan angin 5 m/s sebesar 307,68K.

## **5.2 Saran**

Saran untuk penelitian selanjutnya antara lain :

1. Studi lebih lanjut dapat memvariasikan material insulasi dan diameter pipa
2. Menganalisa pengaruh nilai koefisien konveksi terhadap nilai konduktivitas thermal dari insulasi

## LAMPIRAN

Lampiran 1 : tabel thermophysical properties of gases at atmospheric pressure (a) dan konstanta C dan m (b).

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure\*

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^3$ (N·s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^4$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Air</b>							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7438	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
<b>Ammonia (NH<sub>3</sub>)</b>							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

(a)

$Re_D$	$C$	$m$
0.4–4	0.989	0.330
4–40	0.911	0.385
40–4000	0.683	0.466
4000–40,000	0.193	0.618
40,000–400,000	0.027	0.805

(b)

## Lampiran 2 : Data heat loss

Kecepatan angin 5 m/s

r1 (m)	r2 (m)	rins (m)	tins(m)	Dins (m)	v (m/s)	alfa(m2/s)	vis.kin (m2/s)
0.075	0.084	0.084	0	0.168	5	0.00006223	0.00004184
0.075	0.084	0.094	0.01	0.188	5	0.00002593	0.00001822
0.075	0.084	0.104	0.02	0.208	5	0.00002521	0.00001773
0.075	0.084	0.114	0.03	0.228	5	0.00002448	0.00001724
0.075	0.084	0.124	0.04	0.248	5	0.00002402	0.00001692
0.075	0.084	0.134	0.05	0.268	5	0.00002376	0.00001675
0.075	0.084	0.144	0.06	0.288	5	0.00002355	0.0000166
0.075	0.084	0.154	0.07	0.308	5	0.00002337	0.00001648
0.075	0.084	0.164	0.08	0.328	5	0.00002324	0.00001639
0.075	0.084	0.174	0.09	0.348	5	0.00002315	0.00001634
0.075	0.084	0.184	0.1	0.368	5	0.00002308	0.00001628

g m/s2	Tinf	Tin	Ts	Tf	beta	RaD	Pr	C
9.81	300	773	755.33	527.665	0.001895	22928808	0.683	0.027
9.81	300	773	346.38	323.19	0.003094	19799968.33	0.703	0.027
9.81	300	773	336.68	318.34	0.003141	22757028.11	0.704	0.027
9.81	300	773	326.78	313.39	0.003191	23542377.09	0.705	0.027
9.81	300	773	320.52	310.26	0.003223	24350184.51	0.705	0.027
9.81	300	773	317.09	308.545	0.003241	26280625.13	0.706	0.027
9.81	300	773	314.19	307.095	0.003256	27698555.52	0.706	0.027
9.81	300	773	311.78	305.89	0.003269	28660598.03	0.706	0.027
9.81	300	773	310.12	305.06	0.003278	30148847	0.706	0.027
9.81	300	773	308.85	304.425	0.003285	31773616.37	0.706	0.027
9.81	300	773	307.86	303.93	0.00329	33648928.11	0.706	0.027

m	konstanta	kins	Gr	miu	rho	Re
0.805	0.3	0.073	23818606.69	0.00001846	1.225	55742.15
0.805	0.3	0.073	35921879.28	0.00001846	1.225	62378.11
0.805	0.3	0.073	52158066.4	0.00001846	1.225	69014.08
0.805	0.3	0.073	73804874.27	0.00001846	1.225	75650.05
0.805	0.3	0.073	99602146.53	0.00001846	1.225	82286.02
0.805	0.3	0.073	128972288.9	0.00001846	1.225	88921.99
0.805	0.3	0.073	163730166.3	0.00001846	1.225	95557.96
0.805	0.3	0.073	203991756	0.00001846	1.225	102193.93
0.805	0.3	0.073	249757488.9	0.00001846	1.225	108829.90
0.805	0.3	0.073	300741577.8	0.00001846	1.225	115465.87
0.805	0.3	0.073	358840328.8	0.00001846	1.225	122101.84

Nu	h teori	Rins	Rconv	R pipa	Rtot	q/l Teori	q/A Fluent	q/l Fluent
144.94	47.36	0	0.040023	0.00124455	0.04126773	11461.74	22660	11953.60
157.49	45.99	0.2453494	0.036834	0.00124455	0.2834281	1668.85	2897	1710.16
168.15	44.38	0.4658714	0.034499	0.00124455	0.5016151	942.95	1466	957.47
178.56	43.00	0.6661322	0.032487	0.00124455	0.69986341	675.85	954.8	683.56
188.66	41.76	0.8495436	0.030747	0.00124455	0.88153564	536.56	694.12	540.53
198.68	40.70	1.0187222	0.029197	0.00124455	1.04916363	450.84	537.42	452.25
208.42	39.73	1.1757187	0.027832	0.00124455	1.20479556	392.60	434.69	393.10
218.01	38.86	1.3221704	0.026608	0.00124455	1.35002307	350.36	363.19	351.25
227.47	38.07	1.459405	0.025502	0.00124455	1.48615203	318.27	310.05	319.33
236.79	37.36	1.5885143	0.024498	0.00124455	1.61425676	293.01	268.93	293.87
246.01	36.70	1.7104069	0.02358	0.00124455	1.73523178	272.59	236.07	272.78

### Kecepatan angin 3 m/s

r1 (m)	r2 (m)	rins (m)	tins(m)	Dins (m)	v (m/s)	alfa(m2/s)	vis.kin (m2/s)
0.075	0.084	0.084	0	0.168	3	0.00006248	0.00004271
0.075	0.084	0.094	0.01	0.188	3	0.00002784	0.00001952
0.075	0.084	0.104	0.02	0.208	3	0.00002547	0.00001791
0.075	0.084	0.114	0.03	0.228	3	0.00002489	0.00001752
0.075	0.084	0.124	0.04	0.248	3	0.00002415	0.00001701
0.075	0.084	0.134	0.05	0.268	3	0.00002387	0.00001682
0.075	0.084	0.144	0.06	0.288	3	0.00002368	0.00001669
0.075	0.084	0.154	0.07	0.308	3	0.00002358	0.00001663
0.075	0.084	0.164	0.08	0.328	3	0.0000235	0.00001657
0.075	0.084	0.174	0.09	0.348	3	0.00002338	0.00001649
0.075	0.084	0.184	0.1	0.368	3	0.00002328	0.00001642

g m/s2	Tinf	Tin	Ts	Tf	beta	RaD	Pr	C
9.81	300	773	757.84	528.92	0.001891	15088637	0.683	0.193
9.81	300	773	372.17	336.085	0.002975	25757344	0.704	0.193
9.81	300	773	340.2	320.1	0.003124	24303838	0.704	0.027
9.81	300	773	332.43	316.215	0.003162	27345069	0.704	0.027
9.81	300	773	322.36	311.18	0.003214	26173556	0.705	0.027
9.81	300	773	318.53	309.265	0.003233	28179912	0.705	0.027
9.81	300	773	316.03	308.015	0.003247	30858165	0.705	0.027
9.81	300	773	314.27	307.135	0.003256	33960945	0.705	0.027
9.81	300	773	313.53	306.765	0.00326	39209577	0.706	0.027
9.81	300	773	311.92	305.96	0.003268	41778532	0.706	0.027
9.81	300	773	310.55	305.275	0.003276	44199520	0.706	0.027

m	konstanta	k <sub>ins</sub>	Gr	miu	rho	Re	Nu
0.168	0.3	0.073	22073004.6	0.00001846	1.225	33445.2871	105.76
0.168	0.3	0.073	36735884.8	0.00001846	1.225	37426.8689	114.60
0.805	0.3	0.073	34562744.4	0.00001846	1.225	41408.4507	121.91
0.805	0.3	0.073	38848103.9	0.00001846	1.225	45390.0325	129.01
0.805	0.3	0.073	37159986.3	0.00001846	1.225	49371.6143	136.02
0.805	0.3	0.073	39991348.9	0.00001846	1.225	53353.1961	142.79
0.805	0.3	0.073	43781985.5	0.00001846	1.225	57334.7779	149.43
0.805	0.3	0.073	48153883.9	0.00001846	1.225	61316.3597	155.95
0.805	0.3	0.073	55608030.1	0.00001846	1.225	65297.9415	162.45
0.805	0.3	0.073	59234814.3	0.00001846	1.225	69279.5233	168.76
0.805	0.3	0.073	62665336.7	0.00001846	1.225	73261.1051	174.97

h teori	R <sub>ins</sub>	R <sub>conv</sub>	R pipa	R <sub>tot</sub>	q/l Teori	q/A Fluent	q/l Fluent
27.64	0	0.06859	0.00124	0.06984	6773.01	12863.59	6785.80
26.76	0.24535	0.06330	0.00124	0.30990	1526.32	2803.53	1654.98
25.73	0.46587	0.05951	0.00124	0.52662	898.18	1436.39	938.13
24.84	0.66613	0.05623	0.00124	0.72361	653.67	915.28	655.27
24.08	0.84954	0.05333	0.00124	0.90412	523.16	672.92	524.01
23.39	1.01872	0.05080	0.00124	1.07077	441.74	529.16	445.30
22.78	1.17572	0.04855	0.00124	1.22551	385.96	427.83	386.90
22.23	1.32217	0.04652	0.00124	1.36993	345.27	356.96	345.23
21.74	1.45941	0.04466	0.00124	1.50531	314.22	305.70	314.85
21.29	1.58851	0.04299	0.00124	1.63275	289.70	265.56	290.18
20.87	1.71041	0.04146	0.00124	1.75311	269.81	234.21	270.63

### Kecepatan angin 1 m/s

r1 (m)	r2 (m)	r <sub>ins</sub> (m)	t <sub>ins</sub> (m)	D (m)	v (m/s)	alfa (m <sup>2</sup> /s)	vis. kin (m <sup>2</sup> /s)
0.075	0.084	0.084	0	0.168	1	0.00006305	0.00004309
0.075	0.084	0.094	0.01	0.188	1	0.00002953	0.00002067
0.075	0.084	0.104	0.02	0.208	1	0.00002647	0.00001859
0.075	0.084	0.114	0.03	0.228	1	0.00002551	0.00001794
0.075	0.084	0.124	0.04	0.248	1	0.00002469	0.00001738
0.075	0.084	0.134	0.05	0.268	1	0.00002429	0.00001711
0.075	0.084	0.144	0.06	0.288	1	0.00002402	0.00001692
0.075	0.084	0.154	0.07	0.308	1	0.00002384	0.0000168
0.075	0.084	0.164	0.08	0.328	1	0.00002373	0.00001673
0.075	0.084	0.174	0.09	0.348	1	0.00002365	0.00001667
0.075	0.084	0.184	0.1	0.368	1	0.00002361	0.00001665



g m/s <sup>2</sup>	T <sub>inf</sub>	T <sub>in</sub>	T <sub>s</sub>	T <sub>f</sub>	beta	RaD	Pr	C
9.81	300	773	763.45	531.725	0.001881	3898.816	0.683	0.193
9.81	300	773	395.05	347.525	0.002877	9095.307	0.703	0.193
9.81	300	773	353.68	326.84	0.00306	11188.81	0.703	0.193
9.81	300	773	340.77	320.385	0.003121	12709.03	0.704	0.193
9.81	300	773	329.69	314.845	0.003176	14269.28	0.704	0.193
9.81	300	773	324.27	312.135	0.003204	15663.35	0.705	0.193
9.81	300	773	320.56	310.28	0.003223	17021.28	0.705	0.193
9.81	300	773	318.1	309.05	0.003236	18333.33	0.705	0.193
9.81	300	773	316.67	308.335	0.003243	19605.5	0.705	0.193
9.81	300	773	315.6	307.8	0.003249	20875.82	0.705	0.193
9.81	300	773	315.07	307.535	0.003252	22102.1	0.706	0.193

m	konstanta	k <sub>ins</sub>	Gr	miu	rho	Re	Nu
0.618	0.3	0.073	21835325.53	0.00001846	1.225	11148.43	56.08
0.618	0.3	0.073	41728009.74	0.00001846	1.225	12475.62	60.41
0.618	0.3	0.073	41954402.27	0.00001846	1.225	13802.82	63.93
0.618	0.3	0.073	45972403.26	0.00001846	1.225	15130.01	67.38
0.618	0.3	0.073	46713015.39	0.00001846	1.225	16457.20	70.67
0.618	0.3	0.073	50153434.35	0.00001846	1.225	17784.40	73.92
0.618	0.3	0.073	54239425.49	0.00001846	1.225	19111.59	77.04
0.618	0.3	0.073	59477460.93	0.00001846	1.225	20438.79	80.09
0.618	0.3	0.073	66866937.17	0.00001846	1.225	21765.98	83.06
0.618	0.3	0.073	75403503.03	0.00001846	1.225	23093.17	85.98
0.618	0.3	0.073	86417697.5	0.00001846	1.225	24420.37	88.89

h teori	R <sub>ins</sub>	R <sub>conv</sub>	R <sub>pipa</sub>	R <sub>tot</sub>	q/I Teori	q/A Fluent	q/I Fluent
14.66	0	0.12935	0.00124	0.13060	3621.87	6708.443	3538.84
14.11	0.24535	0.12010	0.00124	0.36669	1289.92	2191.7429	1293.83
13.49	0.46587	0.11347	0.00124	0.58059	814.70	1247.0149	814.45
12.97	0.66613	0.10767	0.00124	0.77505	610.28	857.4422	613.86
12.51	0.84954	0.10265	0.00124	0.95344	496.10	637.0116	496.05
12.11	1.01872	0.09814	0.00124	1.11811	423.04	502.57794	422.93
11.74	1.17572	0.09417	0.00124	1.27113	372.11	412.69056	373.20
11.41	1.32217	0.09058	0.00124	1.41400	334.51	346.71153	335.31
11.12	1.45941	0.08734	0.00124	1.54799	305.56	297.41198	306.31
10.85	1.58851	0.08437	0.00124	1.67413	282.53	260.80993	284.99
10.60	1.71041	0.08161	0.00124	1.79326	263.77	228.79366	264.38

### Lampiran 3 : Data distribusi temperatur pipa tanpa insulasi

Kecepatan angin 5 m/s

bagian atas		bagian bawah		bagian belakang		bagian depan	
jarak	Temperatur	jarak	Temperatur	jarak	Temperatur	jarak	Temperatur
0.084	758.896	0.084	758.951	0.084	760.791	0.084	755.337
0.083	759.649	0.083	759.701	0.083	761.442	0.083	756.280
0.082	761.145	0.082	761.192	0.082	762.737	0.082	758.152
0.081	762.628	0.081	762.669	0.081	764.021	0.081	760.009
0.080	764.098	0.080	764.133	0.080	765.294	0.080	761.850
0.079	765.555	0.079	765.584	0.079	766.555	0.079	763.674
0.078	767.000	0.078	767.023	0.078	767.806	0.078	765.484
0.077	768.432	0.077	768.450	0.077	769.045	0.077	767.277
0.076	770.556	0.076	770.566	0.076	770.885	0.076	769.938
0.075	773	0.075	773	0.075	773	0.075	773

### Kecepatan angin 3 m/s

bagian atas		bagian bawah		bagian belakang		bagian depan	
jarak	Temperatur	jarak	Temperatur	jarak	Temperatur	jarak	Temperatur
0.084	762.419	0.084	762.480	0.084	763.579	0.084	757.848
0.083	762.985	0.083	763.042	0.083	764.084	0.083	758.657
0.082	764.107	0.082	764.158	0.082	765.086	0.082	760.264
0.081	765.220	0.081	765.265	0.081	766.079	0.081	761.857
0.080	766.323	0.080	766.362	0.080	767.062	0.080	763.436
0.079	767.416	0.079	767.448	0.079	768.035	0.079	765.001
0.078	768.500	0.078	768.526	0.078	768.999	0.078	766.553
0.077	769.574	0.077	769.594	0.077	769.955	0.077	768.092
0.076	771.167	0.076	771.178	0.076	771.371	0.076	770.374
0.075	773	0.075	773	0.075	773	0.075	773

### Kecepatan angin 1 m/s

bagian atas		bagian bawah		bagian belakang		bagian depan	
jarak	Temperatur	jarak	Temperatur	jarak	Temperatur	jarak	Temperatur
0.084	767.648	0.084	767.678	0.084	768.028	0.084	763.451
0.083	767.934	0.083	767.962	0.083	768.309	0.083	763.970
0.082	768.502	0.082	768.527	0.082	768.860	0.082	764.996
0.081	769.065	0.081	769.086	0.081	769.396	0.081	766.009
0.080	769.622	0.080	769.641	0.080	769.919	0.080	767.007
0.079	770.175	0.079	770.191	0.079	770.432	0.079	767.994
0.078	770.723	0.078	770.736	0.078	770.935	0.078	768.969
0.077	771.267	0.077	771.276	0.077	771.431	0.077	769.933
0.076	772.073	0.076	772.078	0.076	772.163	0.076	771.361
0.075	773	0.075	773	0.075	773	0.075	773

## Lampiran 4 : Data distribusi temperatur pipa dengan insulasi 30 mm dan 40 mm

### Insulasi 30 mm kecepatan angin 1 m/s

#### Pipa

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.084	772.23	0.084	772.23	0.084	772.25	0.084	772.20
0.083	772.27	0.083	772.27	0.083	772.29	0.083	772.25
0.082	772.35	0.082	772.35	0.082	772.37	0.082	772.33
0.081	772.43	0.081	772.43	0.081	772.45	0.081	772.42
0.080	772.51	0.080	772.51	0.080	772.53	0.080	772.50
0.079	772.59	0.079	772.59	0.079	772.60	0.079	772.58
0.078	772.67	0.078	772.67	0.078	772.68	0.078	772.66
0.077	772.75	0.077	772.75	0.077	772.76	0.077	772.74
0.076	772.87	0.076	772.87	0.076	772.87	0.076	772.86
0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00

#### Insulasi

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.114	351.87	0.114	352.28	0.114	361.61	0.114	340.77
0.111	385.26	0.111	385.65	0.111	394.13	0.111	374.52
0.108	418.42	0.108	418.78	0.108	426.51	0.108	408.26
0.105	462.25	0.105	462.57	0.105	469.35	0.105	453.05
0.102	505.65	0.102	505.92	0.102	511.77	0.102	497.55
0.099	537.92	0.099	538.16	0.099	543.31	0.099	530.70
0.096	580.56	0.096	580.76	0.096	584.99	0.096	574.57
0.093	633.26	0.093	633.41	0.093	636.48	0.093	628.86
0.090	674.94	0.090	675.04	0.090	677.20	0.090	671.83
0.087	716.18	0.087	716.24	0.087	717.49	0.087	714.37
0.084	767.12	0.084	767.13	0.084	767.26	0.084	766.94

### Kecepatan angin 3 m/s

#### Pipa

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.084	772.19	0.084	772.19	0.084	772.21	0.084	772.19
0.083	772.23	0.083	772.23	0.083	772.25	0.083	772.23
0.082	772.32	0.082	772.32	0.082	772.33	0.082	772.32
0.081	772.40	0.081	772.40	0.081	772.42	0.081	772.40
0.080	772.49	0.080	772.49	0.080	772.50	0.080	772.49
0.079	772.57	0.079	772.57	0.079	772.58	0.079	772.57
0.078	772.65	0.078	772.66	0.078	772.66	0.078	772.65
0.077	772.74	0.077	772.74	0.077	772.74	0.077	772.74
0.076	772.86	0.076	772.86	0.076	772.86	0.076	772.86
0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00

## Insulasi

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.114	329.83	0.114	330.04	0.114	341.42	0.114	332.43
0.111	364.98	0.111	365.18	0.111	375.14	0.111	366.74
0.108	399.88	0.108	400.05	0.108	408.82	0.108	401.06
0.105	446.00	0.105	446.16	0.105	453.54	0.105	446.67
0.102	491.67	0.102	491.80	0.102	497.96	0.102	492.00
0.099	525.63	0.099	525.74	0.099	531.05	0.099	525.79
0.096	570.50	0.096	570.59	0.096	574.86	0.096	570.52
0.093	625.95	0.093	626.02	0.093	629.06	0.093	625.90
0.090	669.81	0.090	669.86	0.090	671.97	0.090	669.74
0.087	713.21	0.087	713.23	0.087	714.45	0.087	713.16
0.084	767.00	0.084	767.00	0.084	767.10	0.084	767.00

## Kecepatan angin 5 m/s

### Pipa

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.084	772.18	0.084	772.18	0.084	772.20	0.084	772.18
0.083	772.22	0.083	772.22	0.083	772.24	0.083	772.22
0.082	772.31	0.082	772.31	0.082	772.32	0.082	772.31
0.081	772.40	0.081	772.40	0.081	772.41	0.081	772.40
0.080	772.48	0.080	772.48	0.080	772.49	0.080	772.48
0.079	772.57	0.079	772.57	0.079	772.58	0.079	772.57
0.078	772.65	0.078	772.65	0.078	772.66	0.078	772.65
0.077	772.73	0.077	772.73	0.077	772.74	0.077	772.73
0.076	772.86	0.076	772.86	0.076	772.86	0.076	772.86
0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00

## Insulasi

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.114	324.81	0.114	324.91	0.114	336.41	0.114	326.79
0.111	360.32	0.111	360.41	0.111	370.44	0.111	361.95
0.108	395.57	0.108	395.66	0.108	404.46	0.108	396.93
0.105	442.18	0.105	442.26	0.105	449.67	0.105	443.24
0.102	488.35	0.102	488.42	0.102	494.59	0.102	489.16
0.099	522.68	0.099	522.74	0.099	528.07	0.099	523.35
0.096	568.07	0.096	568.12	0.096	572.39	0.096	568.57
0.093	624.18	0.093	624.21	0.093	627.26	0.093	624.51
0.090	668.55	0.090	668.58	0.090	670.70	0.090	668.77
0.087	712.48	0.087	712.49	0.087	713.71	0.087	712.60
0.084	767.00	0.084	767.00	0.084	767.86	0.084	767.00

## Insulasi 40mm kecepatan angin 1 m/s pipa

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.084	772.38	0.084	772.38	0.084	772.40	0.084	772.37
0.083	772.41	0.083	772.42	0.083	772.43	0.083	772.40
0.082	772.48	0.082	772.48	0.082	772.49	0.082	772.47
0.081	772.54	0.081	772.55	0.081	772.56	0.081	772.53
0.080	772.61	0.080	772.61	0.080	772.62	0.080	772.60
0.079	772.67	0.079	772.67	0.079	772.68	0.079	772.66
0.078	772.74	0.078	772.74	0.078	772.74	0.078	772.73
0.077	772.80	0.077	772.80	0.077	772.81	0.077	772.79
0.076	772.89	0.076	772.89	0.076	772.90	0.076	772.89
0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00

## Insulasi

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.124	340.38	0.124	340.54	0.124	347.52	0.124	329.69
0.120	377.19	0.120	377.35	0.120	384.31	0.120	367.26
0.116	404.58	0.116	404.74	0.116	411.54	0.116	404.58
0.112	440.81	0.112	440.95	0.112	447.42	0.112	440.81
0.108	476.70	0.108	476.83	0.108	482.84	0.108	476.70
0.104	521.09	0.104	521.20	0.104	526.53	0.104	521.09
0.100	573.67	0.100	573.76	0.100	578.13	0.100	568.54
0.096	608.30	0.096	608.38	0.096	612.06	0.096	608.30
0.092	668.11	0.092	668.16	0.092	670.55	0.092	665.40
0.088	718.55	0.088	718.58	0.088	719.84	0.088	717.15
0.084	768.24	0.084	768.24	0.084	768.35	0.084	768.11

## Kecepatan angin 3 m/s

### Pipa

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.084	772.36	0.084	772.36	0.084	772.37	0.084	772.35
0.083	772.39	0.083	772.39	0.083	772.40	0.083	772.39
0.082	772.46	0.082	772.46	0.082	772.47	0.082	772.46
0.081	772.53	0.081	772.53	0.081	772.53	0.081	772.52
0.080	772.59	0.080	772.59	0.080	772.60	0.080	772.59
0.079	772.66	0.079	772.66	0.079	772.67	0.079	772.66
0.078	772.73	0.078	772.73	0.078	772.73	0.078	772.72
0.077	772.79	0.077	772.79	0.077	772.79	0.077	772.79
0.076	772.89	0.076	772.89	0.076	772.89	0.076	772.89
0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00	0.075	773.00

## Insulasi

atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.124	323.31	0.124	323.36	0.124	330.00	0.124	322.37
0.120	361.44	0.120	361.49	0.120	367.49	0.120	360.31
0.116	389.83	0.116	389.88	0.116	395.44	0.116	388.64
0.112	427.41	0.112	427.46	0.112	432.46	0.112	426.20
0.108	464.67	0.108	464.72	0.108	469.17	0.108	463.50
0.104	510.80	0.104	510.84	0.104	514.63	0.104	509.72
0.100	556.41	0.100	556.45	0.100	559.58	0.100	555.47
0.096	601.51	0.096	601.54	0.096	604.03	0.096	600.73
0.092	663.77	0.092	663.79	0.092	665.37	0.092	663.25
0.088	716.30	0.088	716.31	0.088	717.13	0.088	716.02
0.084	768.00	0.084	768.00	0.084	768.00	0.084	768.00

## Kecepatan angin 5 m/s

### Pipa

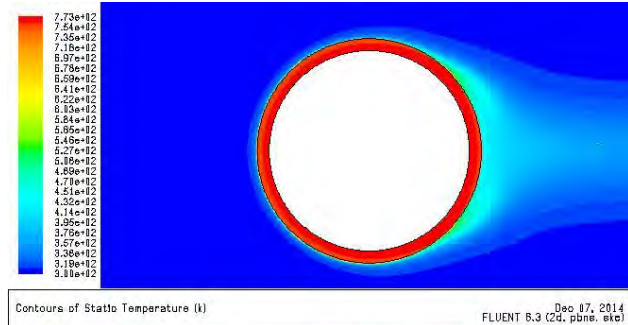
atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.084	772.35	0.084	772.35	0.084	772.36	0.084	772.35
0.083	772.38	0.083	772.38	0.083	772.39	0.083	772.38
0.082	772.45	0.082	772.45	0.082	772.46	0.082	772.45
0.081	772.52	0.081	772.52	0.081	772.53	0.081	772.52
0.080	772.59	0.080	772.59	0.080	772.60	0.080	772.59
0.079	772.66	0.079	772.66	0.079	772.66	0.079	772.66
0.078	772.72	0.078	772.72	0.078	772.73	0.078	772.72
0.077	772.79	0.077	772.79	0.077	772.79	0.077	772.79
0.076	772.89	0.076	772.89	0.076	772.89	0.076	772.89
0.075	773	0.075	773	0.075	773	0.075	773

## Insulasi

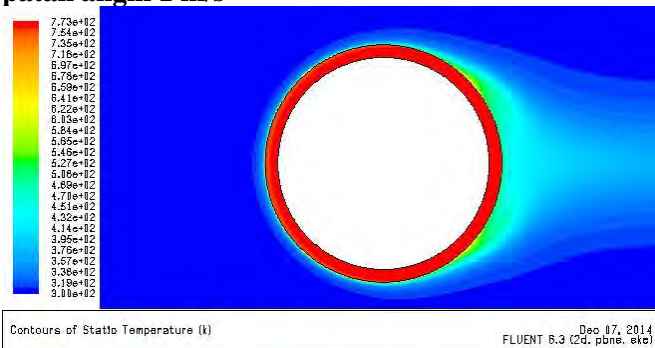
atas		bawah		belakang		depan	
jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur	jarak	temperatur
0.124	318.64	0.124	318.72	0.124	325.13	0.124	320.53
0.120	357.14	0.120	357.21	0.120	362.98	0.120	358.60
0.116	385.81	0.116	385.87	0.116	391.21	0.116	387.03
0.112	423.77	0.112	423.83	0.112	428.60	0.112	424.73
0.108	461.41	0.108	461.46	0.108	465.69	0.108	462.17
0.104	508.01	0.104	508.06	0.104	511.63	0.104	508.58
0.100	554.10	0.100	554.14	0.100	557.08	0.100	554.52
0.096	599.68	0.096	599.71	0.096	602.03	0.096	599.97
0.092	662.60	0.092	662.62	0.092	664.09	0.092	662.76
0.088	715.69	0.088	715.70	0.088	716.46	0.088	715.77
0.084	768.00	0.084	768.00	0.084	768.00	0.084	768.00

## Lampiran 5 : Hasil simulasi dan grafik distribusi temperatur pada pipa tanpa insulasi

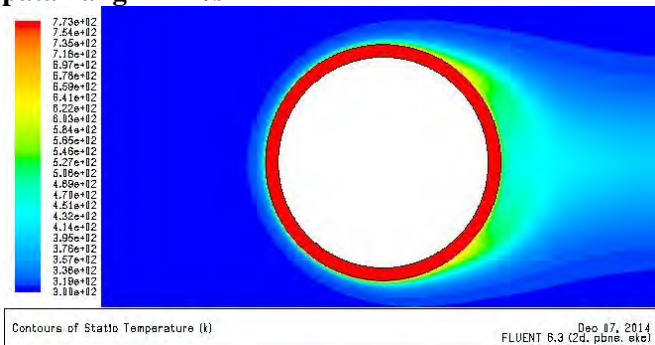
### Kecepatan 5 m/s

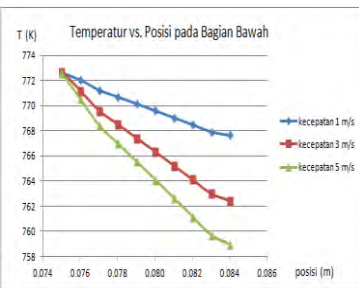
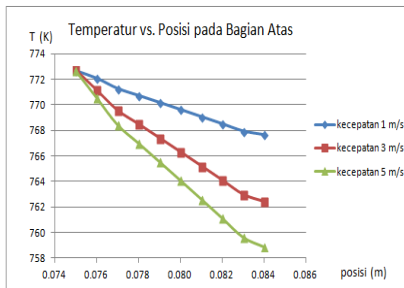
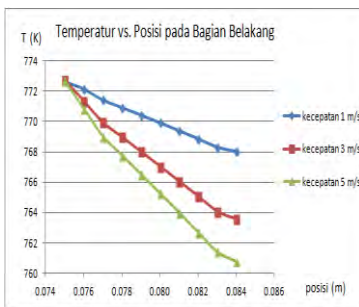
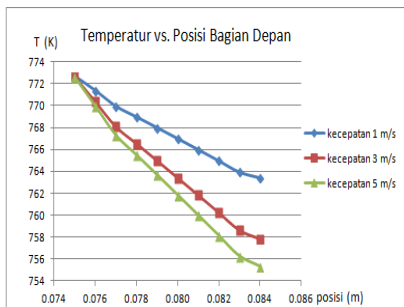


### Kecepatan angin 1 m/s



### Kecepatan angin 1 m/s



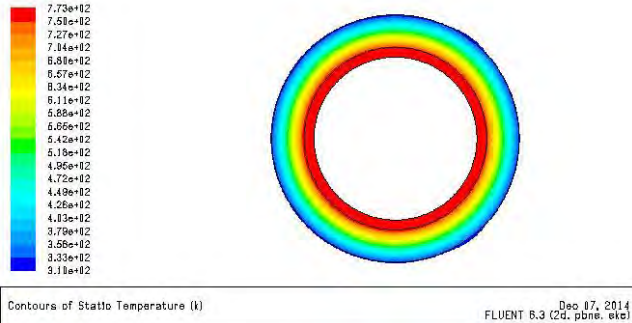




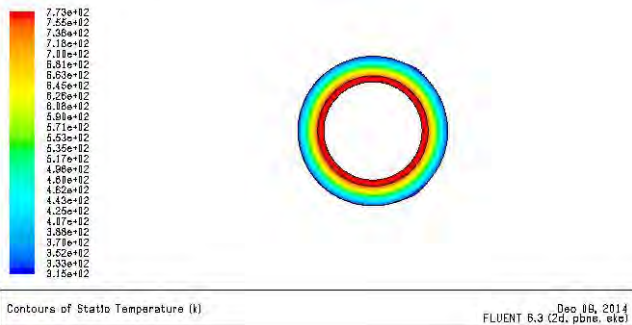
## Lampiran 6 : Hasil simulasi dan grafik distribusi temperatur pada insulasi 30 mm dan 40 mm

### Insulasi 30 mm

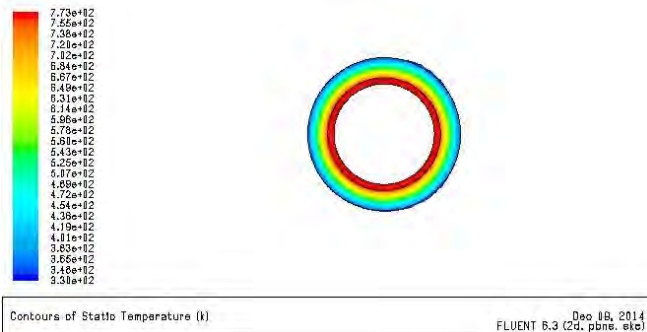
Kecepatan angin 5 m/s



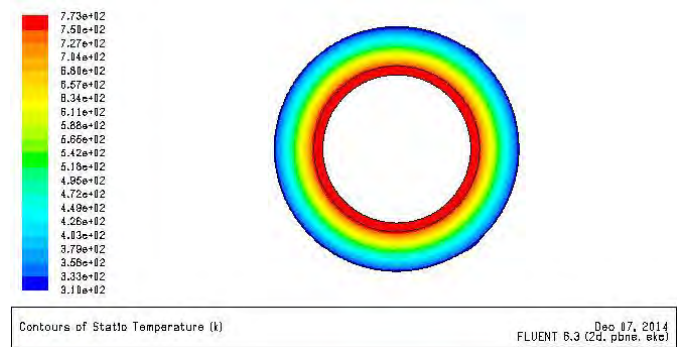
Kecepatan angin 3 m/s



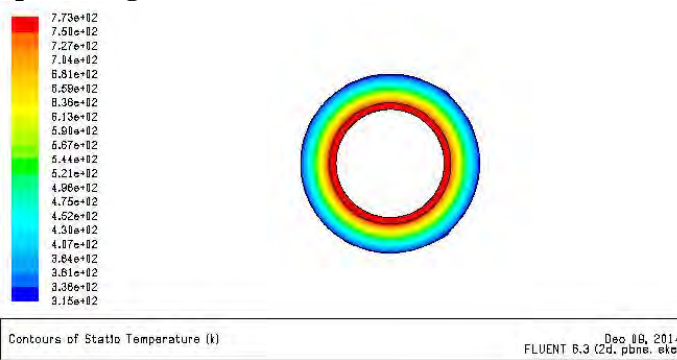
Kecepatan angin 1 m/s



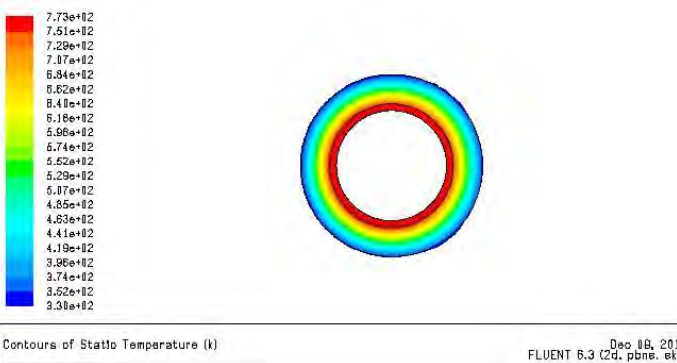
**Insulasi 40 mm**  
**Kecepatan angin 5 m/s**

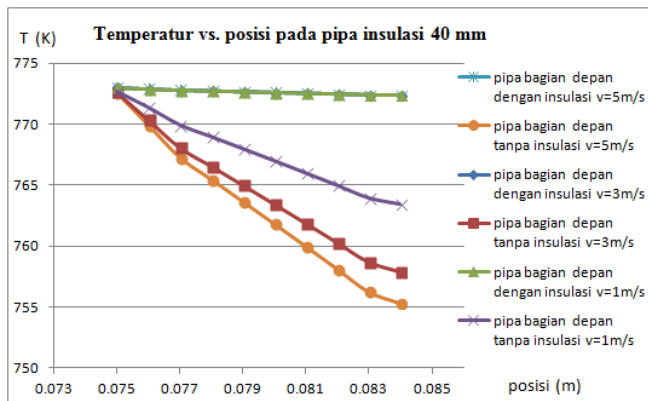
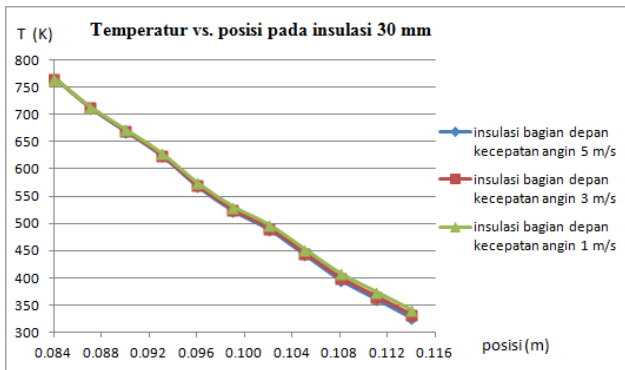
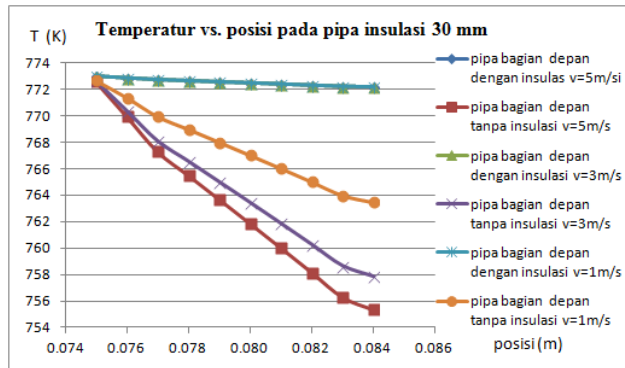


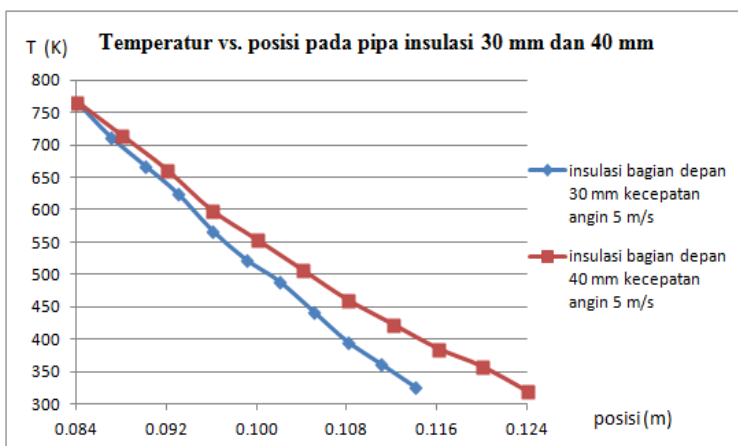
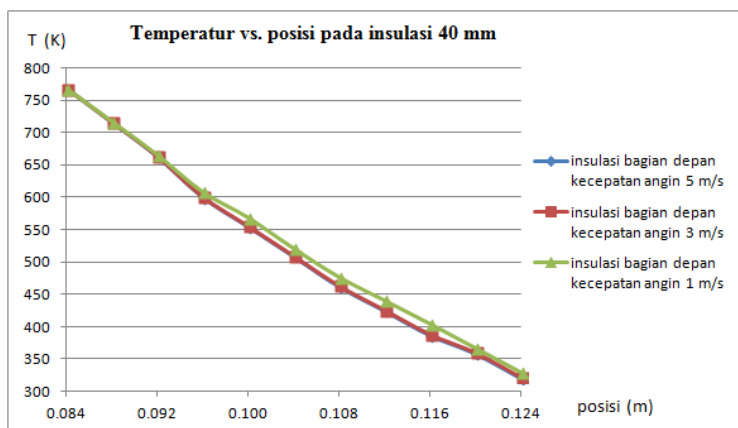
**Kecepatan angin 3 m/s**



**Kecepatan angin 1 m/s**







## Lampiran 7 : Harga satuan bahan bakar

Satuan PLN/Provinsi	Bahan Bakar Minyak (Rp/liter) *				Batu Bara (Rp/kg)	Gas Alam (Rp/MSCF)	Panas Bumi (Rp/MWh)
	HSD	IDO	MFO	Rata-rata			
Wilayah Aceh	9.163,24	-	7.562	9.135,81	-	-	-
Wilayah Sumatera Utara	9.407,82	-	-	9.407,82	-	-	-
Wilayah Sumatera Barat	8.916,88	-	-	8.916,88	-	-	-
Wilayah Riau	9.237,89	-	-	9.237,89	810,44	57.474,38	-
- Riau	-	-	-	-	-	-	-
- Kepulauan Riau	-	-	-	-	-	-	-
Wilayah Sumsel, Jambi, dan Bengkulu	9.135,13	-	-	9.135,13	-	-	-
- Sumatera Selatan	-	-	-	-	-	-	-
- Jambi	-	-	-	-	-	-	-
- Bengkulu	-	-	-	-	-	-	-
Wilayah Bangka Belitung	9.046,09	-	-	9.046,09	-	-	-
Distribusi Lampung	8.737,50	-	-	8.737,50	-	-	-
Wilayah Kalimantan Barat	9.051,95	-	7.383,90	9.370,37	-	-	-
Wilayah Kalsel dan Kalteng	9.115,25	-	7.493,89	9.004,31	822,77	-	-
- Kalimantan Selatan	-	-	-	-	-	-	-
- Kalimantan Tengah	-	-	-	-	-	-	-
Wilayah Kalimantan Timur	8.969,23	-	7.550,73	8.498,50	-	28.973,58	-
Wilayah Sulut, Sulteng dan Gorontalo	9.120,89	-	2.552,21	9.065,48	1.398,39	-	394,74
- Sulawesi Utara	-	-	-	-	-	-	-
- Gorontalo	-	-	-	-	-	-	-
- Sulawesi Tengah	-	-	-	-	-	-	-
Wilayah Sulsel, Sultra dan Sulbar	9.543,88	-	7.858,66	8.760,35	495,67	-	-
- Sulawesi Selatan	-	-	-	-	-	-	-
- Sulawesi Tenggara	-	-	-	-	-	-	-
- Sulawesi Barat	-	-	-	-	-	-	-
Wilayah Maluku dan Maluku Utara	9.272,02	-	8.500,87	9.194,71	-	-	-
- Maluku	-	-	-	-	-	-	-
- Maluku Utara	-	-	-	-	-	-	-
Wilayah Papua	9.159,45	-	-	9.159,45	-	-	-
- Papua	-	-	-	-	-	-	-
- Papua Barat	-	-	-	-	-	-	-
Distribusi Bali	9.477,18	-	-	9.477,18	-	-	-
Wilayah Nusa Tenggara Barat	9.047,77	-	7.079,82	8.937,87	-	-	-
Wilayah Nusa Tenggara Timur	9.270,54	-	8.822,12	9.149,83	-	-	-
PT PLN Batam	8.695,90	-	7.050,04	7.559,11	943,83	81.881,74	-
PT PLN Tarakan	9.940,22	-	4.127,16	8.826,70	0,00	38.172,15	-
Kit Sumbagut	8.820,87	-	7.480,58	8.535,94	836,93	52.355,15	-
Kit Sumbagsel	8.956,03	8.269,73	6.931,89	8.937,37	644,45	49.171,44	517,17
Luar Jawa	9.027,88	8.269,73	7.518,46	8.764,12	665,67	51.726,51	431,19
Dist. Jawa Timur	9.406,82	-	-	9.406,82	-	-	-
Dist. Jawa Tengah dan Yogyakarta	-	-	-	-	-	-	-
- Jawa Tengah	-	-	-	-	-	-	-
- D.I. Yogyakarta	-	-	-	-	-	-	-
Dist. Jawa Barat dan Banten	9.841,82	-	-	9.841,82	-	-	-
- Jawa Barat	-	-	-	-	-	-	-
- Banten	-	-	-	-	-	-	-
Dist. Jakarta Raya dan Tangerang	-	-	-	-	-	-	-
PT Indonesia Power	8.613,20	-	6.456,33	8.266,81	760,01	52.152,88	750,27
PT PJB	13.229,87	9.448,84	7.053,03	9.541,68	816,09	69.153,88	-
Pembangkitan Tanjung Jati B	8.661,51	-	-	8.661,51	921,34	-	-
Unit Pembangkitan Jawa Bali	9.215,29	-	-	9.215,29	822,75	76.423	-
Jawa	8.094,98	9.448,84	7.108,74	7.843,11	765,98	48.093,40	750,27
Indonesia	8.949,35	8.954,18	7.319,67	8.629,80	746,22	83.757,56	863,05

**Lampiran 8 : Data Ketebalan Optimum****Sumber panas batubara****Kecepatan angin 5 m/s**

tebal (m)	harga insulasi \$/m	heat loss /m	Hu BB	eff BB
0	0	11953.60	28030000	0.7
0.01	15.09	1710.16	28030000	0.7
0.02	30.18	957.47	28030000	0.7
0.03	45.27	683.56	28030000	0.7
0.04	60.36	540.53	28030000	0.7
0.05	75.45	452.25	28030000	0.7
0.06	90.54	393.10	28030000	0.7
0.07	105.63	351.25	28030000	0.7
0.08	120.72	319.33	28030000	0.7
0.09	135.81	293.87	28030000	0.7
0.1	150.9	272.78	28030000	0.7

harga Bahan Bakar /kg	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.0621	1147.33	1147.33	0.00
0.0621	164.14	179.23	968.10
0.0621	91.90	122.08	1025.25
0.0621	65.61	110.88	1036.46
0.0621	51.88	112.24	1035.09
0.0621	43.41	118.86	1028.48
0.0621	37.73	128.27	1019.06

0.0621	33.71	139.34	1007.99
0.0621	30.65	151.37	995.97
0.0621	28.21	164.02	983.32
0.0621	26.18	177.08	970.25

### Kecepatan angin 3 m/s

tebal (mm)	harga insulasi \$/m	heat loss /m	Hu BB	eff BB
0	0	6785.80	28030000	0.7
0.01	15.09	1654.98	28030000	0.7
0.02	30.18	938.13	28030000	0.7
0.03	45.27	655.27	28030000	0.7
0.04	60.36	524.01	28030000	0.7
0.05	75.45	445.30	28030000	0.7
0.06	90.54	386.90	28030000	0.7
0.07	105.63	345.23	28030000	0.7
0.08	120.72	314.85	28030000	0.7
0.09	135.81	290.18	28030000	0.7
0.1	150.9	270.63	28030000	0.7

harga Bahan Bakar /kg	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.0621	651.32	651.32	0.00
0.0621	158.85	173.94	477.38
0.0621	90.04	120.22	531.09
0.0621	62.89	108.16	543.15
0.0621	50.30	110.66	540.66
0.0621	42.74	118.19	533.13
0.0621	37.14	127.68	523.64
0.0621	33.14	138.77	512.55

0.0621	30.22	150.94	500.38
0.0621	27.85	163.66	487.65
0.0621	25.98	176.88	474.44

#### Kecepatan angin 1 m/s

tebal (mm)	harga insulasi \$/m	heat loss /m	Hu BB	eff BB
0	0	3538.8379	28030000	0.7
0.01	15.09	1293.8297	28030000	0.7
0.02	30.18	814.4504	28030000	0.7
0.03	45.27	613.8600	28030000	0.7
0.04	60.36	496.0537	28030000	0.7
0.05	75.45	422.9294	28030000	0.7
0.06	90.54	373.2043	28030000	0.7
0.07	105.63	335.3117	28030000	0.7
0.08	120.72	306.3105	28030000	0.7
0.09	135.81	284.9922	28030000	0.7
0.1	150.9	264.3757	28030000	0.7

harga Bahan Bakar /kg	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.0621	339.67	339.67	0.00
0.0621	124.18	139.27	200.39
0.0621	78.17	108.35	231.31
0.0621	58.92	104.19	235.48
0.0621	47.61	107.97	231.69
0.0621	40.59	116.04	223.62
0.0621	35.82	126.36	213.30
0.0621	32.18	137.81	201.85
0.0621	29.40	150.12	189.55



0.0621	27.35	163.16	176.50
0.0621	25.38	176.28	163.39

**Sumber panas fuel oil**  
**Kecepatan angin 5 m/s**

tebal (m)	harga insulasi \$/m	heat loss /m	Hu BB	Eff BB
0	0	11953.60	41868000	0.8
0.01	15.09	1710.16	41868000	0.8
0.02	30.18	957.47	41868000	0.8
0.03	45.27	683.56	41868000	0.8
0.04	60.36	540.53	41868000	0.8
0.05	75.45	452.25	41868000	0.8
0.06	90.54	393.10	41868000	0.8
0.07	105.63	351.25	41868000	0.8
0.08	120.72	319.33	41868000	0.8
0.09	135.81	293.87	41868000	0.8
0.1	150.9	272.78	41868000	0.8

harga Bahan Bakar /kg	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.668	7229.76	7229.76	0.00
0.668	1034.33	1049.42	6180.34
0.668	579.10	609.28	6620.48
0.668	413.43	458.70	6771.06
0.668	326.92	387.28	6842.48
0.668	273.53	348.98	6880.78
0.668	237.75	328.29	6901.47

0.668	212.44	318.07	6911.69
0.668	193.13	313.85	6915.91
0.668	177.74	313.55	6916.22
0.668	164.98	315.88	6913.88

### Kecepatan angin 3 m/s

tebal (m)	harga insulasi \$/m	heat loss /m	Hu BB	Eff BB
0	0	6785.80	41868000	0.8
0.01	15.09	1654.98	41868000	0.8
0.02	30.18	938.13	41868000	0.8
0.03	45.27	655.27	41868000	0.8
0.04	60.36	524.01	41868000	0.8
0.05	75.45	445.30	41868000	0.8
0.06	90.54	386.90	41868000	0.8
0.07	105.63	345.23	41868000	0.8
0.08	120.72	314.85	41868000	0.8
0.09	135.81	290.18	41868000	0.8
0.1	150.9	270.63	41868000	0.8

harga Bahan Bakar /kg	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.668	4104.18	4104.18	0.00
0.668	1000.96	1016.05	3088.13
0.668	567.40	597.58	3506.60
0.668	396.32	441.59	3662.59
0.668	316.93	377.29	3726.89
0.668	269.32	344.77	3759.40

0.668	234.00	324.54	3779.64
0.668	208.80	314.43	3789.75
0.668	190.43	311.15	3793.03
0.668	175.51	311.32	3792.86
0.668	163.68	314.58	3789.59

### Kecepatan angin 1 m/s

tebal (mm)	harga \$/m	heat loss /m	Hu BB	Eff BB
0	0	3538.8379	41868000	0.8
0.01	15.09	1293.8297	41868000	0.8
0.02	30.18	814.4504	41868000	0.8
0.03	45.27	613.8600	41868000	0.8
0.04	60.36	496.0537	41868000	0.8
0.05	75.45	422.9294	41868000	0.8
0.06	90.54	373.2043	41868000	0.8
0.07	105.63	335.3117	41868000	0.8
0.08	120.72	306.3105	41868000	0.8
0.09	135.81	284.9922	41868000	0.8
0.1	150.9	264.3757	41868000	0.8

harga BB	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.668	2140.35	2140.35	0.00
0.668	782.53	797.62	1342.73
0.668	492.59	522.77	1617.58
0.668	371.27	416.54	1723.81
0.668	300.02	360.38	1779.97

0.668	255.80	331.25	1809.11
0.668	225.72	316.26	1824.09
0.668	202.80	308.43	1831.92
0.668	185.26	305.98	1834.37
0.668	172.37	308.18	1832.18
0.668	159.90	310.80	1829.56

### Sumber panas gas alam

#### Kecepatan angin 5 m/s

tebal (m)	harga insulasi \$/m	heat loss /m	Hu BB	Eff BB
0	0	11953.60	35000000	0.9
0.01	15.09	1710.16	35000000	0.9
0.02	30.18	957.47	35000000	0.9
0.03	45.27	683.56	35000000	0.9
0.04	60.36	540.53	35000000	0.9
0.05	75.45	452.25	35000000	0.9
0.06	90.54	393.10	35000000	0.9
0.07	105.63	351.25	35000000	0.9
0.08	120.72	319.33	35000000	0.9
0.09	135.81	293.87	35000000	0.9
0.1	150.9	272.78	35000000	0.9

harga Bahan Bakar /m3	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.1504	1730.84	1730.84	0.00
0.1504	247.62	262.71	1468.13
0.1504	138.64	168.82	1562.02

0.1504	98.98	144.25	1586.59
0.1504	78.27	138.63	1592.21
0.1504	65.48	140.93	1589.91
0.1504	56.92	147.46	1583.38
0.1504	50.86	156.49	1574.35
0.1504	46.24	166.96	1563.88
0.1504	42.55	178.36	1552.48
0.1504	39.50	190.40	1540.44

### Kecepatan angin 3 m/s

tebal (m)	harga insulasi \$/m	heat loss /m	Hu	eff
0	0	6785.80	35000000	0.9
0.01	15.09	1654.98	35000000	0.9
0.02	30.18	938.13	35000000	0.9
0.03	45.27	655.27	35000000	0.9
0.04	60.36	524.01	35000000	0.9
0.05	75.45	445.30	35000000	0.9
0.06	90.54	386.90	35000000	0.9
0.07	105.63	345.23	35000000	0.9
0.08	120.72	314.85	35000000	0.9
0.09	135.81	290.18	35000000	0.9
0.1	150.9	270.63	35000000	0.9

harga Bahan Bakar /m3	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.1504	982.56	982.56	0.00
0.1504	239.64	254.73	727.84

0.1504	135.84	166.02	816.54
0.1504	94.88	140.15	842.41
0.1504	75.88	136.24	846.33
0.1504	64.48	139.93	842.63
0.1504	56.02	146.56	836.00
0.1504	49.99	155.62	826.94
0.1504	45.59	166.31	816.25
0.1504	42.02	177.83	804.73
0.1504	39.19	190.09	792.47

#### **Kecepatan angin 1 m/s**

tebal (m)	harga insulasi \$/m	heat loss /m	Hu BB	eff BB
0	0	3538.8379	35000000	0.9
0.01	15.09	1293.8297	35000000	0.9
0.02	30.18	814.4504	35000000	0.9
0.03	45.27	613.8600	35000000	0.9
0.04	60.36	496.0537	35000000	0.9
0.05	75.45	422.9294	35000000	0.9
0.06	90.54	373.2043	35000000	0.9
0.07	105.63	335.3117	35000000	0.9
0.08	120.72	306.3105	35000000	0.9
0.09	135.81	284.9922	35000000	0.9
0.1	150.9	264.3757	35000000	0.9

harga Bahan Bakar /m3	Biaya energi per tahun \$/m (fluent)	Biaya total (fluent)	saving energi per tahun \$/m (fluent)
0.1504	512.41	512.41	0.00
0.1504	187.34	202.43	309.98
0.1504	117.93	148.11	364.30
0.1504	88.88	134.15	378.26
0.1504	71.83	132.19	380.22
0.1504	61.24	136.69	375.72
0.1504	54.04	144.58	367.83
0.1504	48.55	154.18	358.23
0.1504	44.35	165.07	347.34
0.1504	41.27	177.08	335.34
0.1504	38.28	189.18	323.23

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] **Best Practices Guide.** Thermal Insulation Association of Canada.
- [2] Choudhari, Abhaykumar J. **Insulation Material**, BSES NAGAR.India,2012.
- [3] Dr Steven, Alan. **Steam Pipe Insulation.** The Royal Academy of Engineering. International Journal.
- [4] Incropera, Frank P., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.** John Willey & Son. College of Engineering University of Notre Dame. Sixth Edition.
- [5] International Atomic Energy Agency. **Thermophysical Properties of Materials for Nuclear Engineering:A Tutorial and Collection of Data.** Vienna. 2008.
- [6] Kaynakli, Omer. **Economic Thermal Insulation Thickness for Pipes and Duct: A Review Study.** ScienceDirect. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Uludag, Bursa, Turkey. 2014.
- [7] Kecebas, Ali, dkk. **Thermo-Economic Analysis of Pipe Insulation for District Heating Piping System.** ScienceDirect. Department of Mechanical Engineering Technology Faculty, Afyon Kocatepe University, turkey. 2011.
- [8] Nandi, D.N. **Handbook on Refractories.** Tata McGraw. New Dehli. 1987.

- [9] Prof. Totala, N.B dkk. **Analysis for Critical Radius of Insulation for a Cylinder**. IOSR Journal Of engineering. Vol.3, 2013.
- [10] **Technical Data Sheet of Glasswool**. Fletcher Insulation Industrial. 2013
- [11] **Thermal Insulation Handbook**. Thermal Insulation Association of Southern Africa, Association of Architectural Aluminium Manufacturers of South Africa,incorporating The Architectural Glass Industry. April 2001.
- [12] **Steel Handbook. Zeleziane Podbrezava.as**. November 2008 (5<sup>th</sup> edition).
- [13] **Product Catalogue 2012**. Fletcher Insulation Industrial. 2012.
- [14] **Steel Pipe Standardiization Catalogue**. ANTEC. 2003.
- [15] **Statistik PLN 2012**. Sekretariat Perusahaan PT. PLN (Persero). 2012.